

Die continuirlichen Bremsen von Westinghouse und Smith.

Von

F. R. Engel,

Ingenieur der Österreichischen Nordwestbahn.

(Mit Zeichnungen auf Blatt Nr. 34 und 35.)

Wenn man zurückblickt auf die Entwicklung des Eisenbahnwesens, so wird man finden, dass, in unzertrennlicher Verbindung mit den allgemeinen Fortschritten auf diesem umfangreichen und lohnenden Gebiete, auch die Verbesserungen in einem seiner wichtigsten Theile, den Brems-Einrichtungen, vor sich gegangen sind.

Mit den gesteigerten Anforderungen an den Eisenbahnbetrieb überhaupt, mehrten sich auch die Ansprüche, die man an gute Bremsen zu stellen berechtigt ist, und zwar nicht in Hinsicht auf deren Wirksamkeit allein, sondern auch auf die Nebenbedingungen, die sie zu erfüllen haben.

Man erkannte sehr bald, dass wirkliche Verbesserungen nur in der Richtung zu erzielen seien, dass man die nicht genügend verlässliche und wohl auch zu wenig energisch wirkende Menschenkraft, durch andere Kräfte ersetzen müsse, die, wenn dann nur einem einzigen Willen unterworfen — jenem des Maschinen- oder Zugsführers — eine weit exactere Wirkung, selbst bei an sich gleicher Intensität, auszuüben vermögen.

Derartige Bremsen nun, die ihre Kraft gewissermassen von Wagen zu Wagen fortsetzen, nennt man dementsprechend continuirlich.

Wenn man aber heute trotzdem noch bei allen Bahnen die wiewohl primitive aber für mässigen Verkehr immer noch ausreichende Handbremse antrifft, so muss das als Beweis gelten für die Schwierigkeit, gute continuirliche Bremsen zu erhalten, d. h. solche, die eben sowohl den Anforderungen der Sicherheit und Schnelligkeit, wie auch der Wohlfeilheit entsprechen.

Im Hinblick auf die Rolle, welche gute Bremsen im Eisenbahnwesen zu spielen berufen sind, kann es uns daher nicht Wunder nehmen, gerade auf diesem Felde einer so bedeutenden Anzahl von Erfindungen und Verbesserungen zu begegnen, wie nicht bald auf sonst einem Gebiete der Mechanik.

Auch wird man die Anstrengungen ganz wohl zu würdigen wissen, die bisher gemacht wurden, um den continuirlichen Bremsen Eingang zu verschaffen, wenn man sich vergegenwärtigt, welche Vortheile im Allgemeinen von ihnen zu erwarten sind.

Es wären dies:

1. Sicherheit des Betriebes, d. h. Vermeidung von Unglücksfällen.
2. Ersparniss an Unterhaltungskosten durch bessere Schonung von Rädern und Schienen.
3. Ersparniss an Personalkosten.
4. Ersparniss an Fahrzeiten.

Welche Bedeutung speciell der erste Punct besitzt, geht am besten aus dem allerdings in seiner Art und Grösse einzigen Beispiele hervor, dass in England für verlorene Leben und für Beschädigungen verschiedener Art, in den Jahren 1870, 1871 und 1872 (dem officiellen Berichte der englischen Handelskammer zufolge) an Entschädigungen seitens englischer Bahnen jährlich circa 310.000 Liver Sterling gezahlt wurden.

Es ist nicht anders als natürlich, dass die verschiedenen Anfänge und Versuche, das vorgesteckte Ziel, d. h. gute conti-

nuirliche Bremsen zu erreichen, mit den Anfängen des Eisenbahnwesens überhaupt zusammenfällt.

Im Jahre 1840 experimentirte Grover mit Elektricität, jedoch ohne praktischen Erfolg.

Glücklicher war Exter, mit einer mechanisch wirkenden Bremse, welche, seit 1847 auf den bayerischen Staatsbahnen eingeführt, heute zum Theil noch dortselbst im Gebrauche ist.

Fernere Methoden, die Bremskraft durch mechanische Mittel zu übertragen, wurden erreicht oder angestrebt, und zwar mittelst Ketten: von Chambers & Champion, von Wilkin, von Clark und von Webb, mittelst einer durch den ganzen Zug reichenden gekuppelten Welle, von Fay.

Ein weiterer Versuch mit Elektricität wurde sodann 1856 von Achard, 1873 aber von Olmsted und Chapin wieder unternommen.

Auch Wasser wurde für diese Zwecke in Anspruch genommen, und zwar in Amerika durch Esra Miles, in England durch Barker und Clark.

Als weitere auf mechanischem Wege wirkende Bremsen sind dann noch zu erwähnen: die Frictionsbremsen von Heberlein, jene von Mayer und in neuester Zeit von Central-Inspector Ludwig Becker in Wien, ferner jene mit Benützung einer Feder: von Newall (England), Creamer (Amerika); mit Benützung eines Gewichtes, ausser der bereits erwähnten von Exter: von Bricogne, ferner mit Benützung des Eigengewichtes der Wagen: von Didier 1859, von Klunzinger 1874.

Ende der sechziger Jahre wurde von Kendall in England zum ersten Male comprimirt Luft praktisch eingeführt, nachdem der Vorschlag hiezu von Andraud bereits 1854 gemacht wurde.

Alle die genannten Systeme gründen sich auf die Verwendung von besonderen zum eigentlichen Bremsen dienenden Klötzen.

Neben diesen wurden aber auch andere Systeme — ohne Bremsklötze — und zwar mittelst Keilen: von Lee und von Micas, mittelst Schlitten: von Laignel (1844), mittelst Rollen: von Robb und von 1847 Adams, endlich mittelst Bremsbändern: von Dietz 1861 versucht*) — welche indess sämmtlich nicht mehr in den Rahmen der continuirlichen Bremsen gehören.

Durch Erfahrungen verschiedener Art, worunter vor Allem Eisenbahn-Unfälle rangiren, ist man allmählich dahin gekommen, für die Bedingungen, welche ein gutes System continuirlicher Bremsen zu erfüllen hätte, ein bestimmtes Programm aufzustellen.

Die Hauptpuncte desselben, das sich noch beliebig erweitern liesse, lauten:

1. Möglichst einfache Construction, die an jedem Fahrzeuge leicht anzubringen ist.
2. Ingangsetzung sowohl durch den Maschinenführer, wie auch von dem Schlusswagen aus.
3. Grösstmögliche Raschheit der Wirkung überhaupt, wobei überdies zwischen Ingangsetzung und voller Ausübung des Bremsdruckes so wenig als möglich Zeit verstreicht.
4. Automatisches Ingangsetzen der Bremsen oder selbstthätige deutliche Avisirung auf sonst eine Art, sobald irgend welche Bestandtheile in Unordnung gerathen sein sollten; ebenso

*) Vergl. Heusinger von Waldegg's Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik, Wagenbau.

5. Automatisches Ingangsetzen für den Fall einer Zugs-trennung, und zwar mindestens für den rückwärtigen Theil des Zuges.

Es darf wohl nicht besonders erwähnt werden, dass die Erfüllung aller dieser Bedingungen gleichzeitig und in vollem Maasse zu den Unmöglichkeiten gehört, und dass man sich daher mit einer Annäherung wird begnügen müssen.

Unter allen Systemen, die bis nun in Vorschlag kamen, scheinen jene, welche sich auf die Benützung der comprimierten oder aber der verdünnten atmosphärischen Luft gründen, am ehesten der Gesamtheit des obigen Programmes entsprechen zu können, und unter diesen sind es augenblicklich die beiden Systeme von Westinghouse, sowie jenes von Smith, welche, obwohl einander entgegengesetzt und daher namentlich von der englischen Fachliteratur je nach deren Parteinahme sehr stark befürwortet, dennoch beide das Interesse aller Eisenbahn-Techniker im höchsten Grade in Anspruch nehmen.

Dass die obenangeführten Programmpunkte übrigens durchaus nicht willkürliche, sondern den Bedürfnissen des täglichen Verkehrs entnommen sind, mögen folgende concrete einzelne Fälle beweisen; — zunächst bezüglich der Schnellwirkung:

Ein zu Ende des Jahres 1876 von Carlisle nach Edinburgh fahrender Schnellzug gerieth auf ein durch einen stillstehenden Lastzug gesperrtes Geleise. Er wäre zweifellos in denselben hineingefahren, wenn es dem Führer des mit der Westinghouse „automatischen“ Bremse versehenen Schnellzugs nicht gelungen wäre, denselben in 12 Secunden zur Ruhe zu bringen. Die Geschwindigkeit des Expresszuges betrug circa 30 englische Meilen (48^{km} per Stunde).

Der ebenfalls sehr wichtige Punct 5 (automatische Ingangsetzung), findet seine Illustration in der Verhütung eines grösseren Unfalles von Heely bei Sheffield auf der Midland-Bahn im November 1876. Der schottische Expresszug trennte sich auf einem Gefälle, welches von $\frac{1}{120}$ bis $\frac{1}{120}$ variirt, in zwei Theile; der Führer, welcher hievon keine Kenntniss hatte, fuhr, ohne den Dampf abzusperren, eine Strecke von circa 550^m mit seinem Zuge weiter, bis ihn die mittlerweile automatisch in Gang gekommenen Bremsen zum Stillstand brachten; der rückwärtige Theil des Zuges entgleiste unterdessen, theilte sich abermals und zwei Wagen warfen endlich um, nachdem sie auf ihrem Laufe von circa 110^m Länge mehrere Schäden angerichtet hatten. Im Ganzen wurden hiebei nur fünf Personen beschädigt. Auch dieser Zug war mit Westinghouse's „automatischer“ Bremse versehen.

Schlimmer rächte sich die Nichterfüllung des Punctes 4 („automatische Anzeige“) im November 1875 auf der Central-Jersey-Bahn, wo ein ganzer Zug, der mit einer Vacuum-Bremse versehen war, deren Bestandtheile in Unordnung geriethen und deren Wirkung im richtigen Momente versagte, in einen Fluss stürzte.

Beweisen einerseits diese Beispiele die Nothwendigkeit gewisser Eigenschaften seitens guter Bremsen, so sind sie andererseits die besten Beweismittel für die Nothwendigkeit der Beibehaltung der Handbremsen (in Reserve), wenigstens ins solange die genannten continuirlichen Bremsen keine grössere Verlässlichkeit erlangt haben.

Die Verbreitung der beiden Systeme ist eine ungleiche; während mit der Westinghouse-Bremse im Ganzen bis 1875 an 3000 Locomotive und 10.000 Wagen ausgerüstet waren, sind mit Smith's Vacuum-Bremse bis zum selben Jahre nur

450 Maschinen und etwa 1300 Wagen versehen gewesen. Die Zahl der Gesellschaften jedoch, welche Smith's System acceptirt haben ist grösser — in England wenigstens — als jene, welche sich für Westinghouse entschieden.

Mit Ausnahme der Metropolitan- und der District-Railway ist in England indess wohl keine Bahn durchgehends mit dem einen oder dem anderen System ausgestattet; sondern man darf nur von einer mehr oder minder vorgeschrittenen versuchsweisen Anwendung sprechen.

Dabei darf auch nicht unerwähnt bleiben, dass, gewissermassen als Gegen-Candidaten, auch das Steel & Mc. Innes'sche, und zwar auf der Caledonian-Railway, sowie das Sanders'sche und neuestens das Ealmes'sche System, letzteres auf der Great-Western-Railway, Eingang gefunden haben.

(Nebst diesen sind aber noch Ketten- und andere Systeme in ziemlicher Anzahl im Gebrauche, s. „Engineering“ 1876.)

Die von den Erfindern Westinghouse und Smith zuerst gemachten Constructionen sind heute bereits wieder verbessert und erweitert worden; so hat namentlich Ersterer sein schon 1869 in Amerika aufgetauchtes einfach continuirliches System in ein automatisches verwandelt und dieses seit dem ersten Auftreten in England abermals in seinem subtilsten Bestandtheile, sowie in der Verbindung der Leitungen wesentlich verbessert.

Auch verwandte Westinghouse besonderes Augenmerk auf die Intercommunications-Einrichtung, welche, obwohl ein Ganzes für sich bildend, dennoch mit dem System der automatischen Bremse innig verbunden ist.

Neben diesen beiden Constructionen versuchte sich Westinghouse überdies in einer Vacuum-Bremse, jedoch ohne Glück. Er verwandte nämlich Ejectoren ganz wie Smith, aber Brems-Cylinder, in welchen sich besondere Kolben bewegen, und musste die Erfahrung machen, dass die Kolbenreibung zu gross sei, um noch eine genügende Kraftausnützung zu erhalten.

Smith u. A. hingegen bemühten sich, ihrem System die Eigenschaft der automatischen Ingangsetzung zu ertheilen.

Das ältere oder einfach das continuirliche System von Westinghouse*), s. Fig. 1 bis 6 auf Blatt 34, besteht nun darin, dass die durch eine Dampfmaschine (s. Fig. 19 auf Blatt 34, in welcher jedoch anstatt der Kolbensteuerung eine solche mit Wechselluft für die ersten Exemplare gedacht werden muss), comprimirt Luft in unter den Wagengestellen angebrachten Cylindern auf besondere Bremskolben drücken kann, welche sodann ihre Bewegung mittelst des gewöhnlichen Gestänges auf die Bremsklötze übertragen. Die Anordnung der Brems-Cylinder ist entweder, wie bei Fig. 1, einem Personenwagen, eine verticale (s. Fig. 15), oder wie bei dem Hüttelwagen (Fig. 5) eine horizontale.

Die Vertheilung der Luft geschieht durch zwei Hauptleitungen GG (deren eine eventuell als Reserve für die andere zu dienen hat) von dem Hauptreservoir aus, das durch die erwähnte Pumpe stets gefüllt erhalten wird.

Erst von diesen Hauptleitungen trennen sich die zu den Brems-Cylindern führenden Zweigleitungen gg ab, welche in ihrer Mitte je ein Doppel-Ventil H (s. Fig. 9 auf Blatt 35) enthalten. Letzteres hat die Bestimmung, einen sicheren Abschluss des einen Stranges herbeizuführen, sobald in demselben ein Defect einge-

*) Vergl. „The Engineer“ vom 24. Mai 1872, „Railroad Gazette“ 1871, „Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines“ 1872.

treten ist, so dass die Luft dann noch durch die andere Leitung *G* circuliren kann.

Die Verbindung der Hauptleitungen an den Trennstellen zwischen den Wagen wird durch besondere, ebenfalls automatisch abschliessende Schlauchkupplungen, s. Fig. 10 und 11, bewirkt. Deren Function geht aus der Zeichnung ohne Weiters hervor und es erübrigt nur noch zu erwähnen, dass die Abschliessung der Leitung, respective der einen am letzten Wagen herabhängenden Kuppelhälfte ohne irgend welches Zuthun, ebenfalls von selbst, durch das Ventil 8 stattfindet, indem in diesem Falle, wo kein Gegendruck vorhanden ist, das Anlegen desselben an die Auflagsfläche erfolgt. (Die in Fig. 12 gegebene Darstellung gehört beiden Systemen Westinghouse an; der oben gezeichnete Ventilkörper ist für das [ursprüngliche] erste System bestimmt, wogegen bei dem „automatischen“ an dessen Stelle die Spreize 7 gedacht werden muss.)

Die Ingangsetzung der Bremsen erfolgt mittelst eines am Führerstande angebrachten gewöhnlichen Dreiweghahnes; die Lösung jedoch bewirken, nachdem dieser Hahn eine derartige Stellung erhalten hat, um eine Luftausströmung in's Freie zu ermöglichen, entweder, wie bei der horizontalen Anordnung der Brems-Cylinder Fig. 4, 5, 6 und 8, Spiralfedern, hingegen bei der verticalen Lage, Fig. 1, 2, 3 und 7 auf Blatt 34, und Fig. 15 auf Blatt 35, das Eigengewicht des Gestänges.

Die Intercommunications-Einrichtung dieses Systems besteht nun darin, dass mittelst eines kleinen Ventils *K*, Fig. 13, aus einem zu diesem Zwecke an jedem Wagen befindlichen ebenfalls mit comprimirter Luft gefüllten Reservoir *R*, Fig. 3 und 6, eine kleine Quantität Luft in die Leitungen *G* gelassen wird, welche Pfeifen zum Tönen bringt, die ebensowohl am Führerstand wie am Schlusswagen angebracht sind.

Da das am Schlusswagen anzubringende Reservoir *R*, Fig. 6, ebenso gross gemacht werden kann, wie jenes an der Maschine, so ist bei dieser Anordnung der Schlusswagen-Conducteur ebenfalls, wie der Maschinenführer, befähigt, die Bremsen in Gang zu setzen, und zwar einfach dadurch, dass derselbe an einer an dem Hebel des Ventiles *K*, Fig. 13, befestigten Schnur zieht. Gleichzeitig hiemit wird aber auch der Maschinenführer durch das Pfeifen alarmirt.

Das Wiederfüllen dieser Hilfs-Reservoirs, deren erste Füllung vor der Abfahrt vorzunehmen ist, geschieht selbstthätig während des Bremsens.

Aus diesem letzteren Umstand folgt indess, dass während des Bremsens, wenn dasselbe durch den Maschinenführer erfolgt, kein Signal gegeben werden kann.

Bei diesem Systeme ist somit keine automatische Ingangsetzung der Bremsen bei etwaiger unbeabsichtigter Zugtrennung möglich und vermöge der vorerwähnten selbstschliessenden Schlauch-Ventile kann allerdings ein gewisser aber gerade nur jener Druck in dem abgerissenen Zugtheile aufrechterhalten werden, welcher sich im Momente der Trennung im Schlauche befand.

Diese Mängel veranlassten nun Westinghouse sein System zu verbessern; aus jenem ging nun sein „automatisches“ System hervor.

Dieses ist in den Fig. 7 und 8 auf Blatt 34, wobei erstere das Arrangement für einen Personen-, letztere jenes für einen (Schluss-) Gepäckswagen vorstellt, und Fig. 16 und 17, Blatt 35,

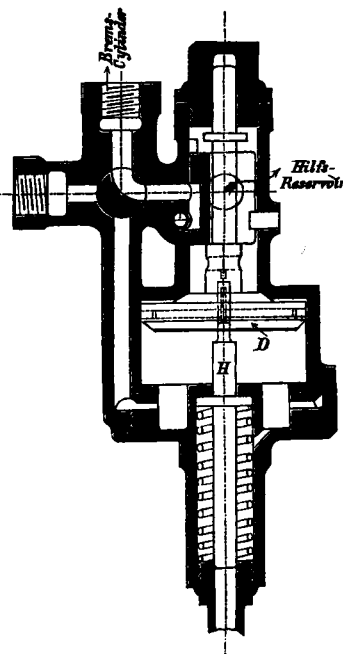
abgebildet und besteht im Wesentlichen abermals aus derselben Dampfmaschine und denselben Brems-Cylindern *E* wie früher, s. Fig. 15 auf Blatt 35. Letztere werden aber nun nicht mehr vom Hauptreservoir *C*, Fig. 17, aus gespeist, sondern von je einem Hilfs-Reservoir *R* per Wagen, Fig. 7 und 8 auf Blatt 34 und Fig. 17 auf Blatt 35. Als zweiter principieller Unterschied verdient auch erwähnt zu werden, dass nunmehr, im Gegensatz zu früher, die Leitungen *G* stets mit comprimirter Luft gefüllt sind.

Die Hilfs-Reservoirs sind in ständiger Verbindung mit der Hauptleitung *G*, welche jetzt jedoch eine einfache ist und durch das Hauptreservoir *C* stets mit comprimirter Luft gefüllt erhalten wird.

Blos zum Zweck des Bremsens wird diese Verbindung unterbrochen und dagegen jene der Hilfs-Reservoirs mit den Brems-Cylindern hergestellt, so dass ein Ueberströmen comprimirter Luft dahin stattfindet.

Um diesen Wechsel hervorzubringen dient das Ventil *M**, das sich zwischen Hilfs-Reservoir und Brems-Cylinder einschaltet findet.

Da dasselbe schon in mehrfacher Weise, am ausführlichsten wohl in der „Wochenschrift“ Nr. 11 ex 1877, S. 103 beschrieben wurde, so möge von einer näheren Darstellung Umgang genommen und dessen Wirkungsweise unter Zugrundelegung der nebenstehenden Skizze nur ganz allgemein erörtert werden: Das Spiel des Apparates basirt auf der Störung und Wiederherstellung des Gleichgewichtes der Drücke zu beiden Seiten des Ventilkörpers und zwar in der Weise, dass, wenn der Druck in der Rohrleitung *G* zufolge zufälliger oder beabsichtigter Luftentweichung sinkt, in Folge des Ueberdrucks der Luft im Hilfs-Reservoir auch eine Abwärtsbewegung des Ventiles sammt Schieber eingeleitet wird, so dass das vorerwähnte Ueberströmen in den Brems-Cylinder stattfinden kann; und umgekehrt wird entbremst, sobald Ueberschuss an Druck in der Leitung vorhanden ist. (Hiebei wird die Rückbewegung des Bremskolbens in ganz analoger



Weise wie bei dem ersten Systeme durch Spiralfedern oder durch das Eigengewicht des Gestänges veranlasst.) Damit ein etwaiges Steckenbleiben von *D* in seiner unteren Position sicher vermieden ist, befindet sich übrigens noch die auf die Stange *H* wirkende Spiralfeder im unteren Theile des Gehäuses. Diese hat nebstdem noch die weitere Bestimmung, ein leichteres Ansetzen der Bremsen, zu ermöglichen. Fand zu diesem Behufe nämlich nur eine geringe Luftausströmung statt, in Folge dessen daher die Druckdifferenz geringer wird, so dass der Ventilkörper *D* nicht im Stande ist, den Widerstand dieser Spiralfeder dauernd zu überwinden, und

* S. „Organ“, Ergänzungsheft 1877, „Engineering“ und „Railroad Gazette“ 1876 u. s. w.

sich nun an den dicken Ansatz der Stange anlegt, so verbleibt dann auch der Muschelschieber in einer derartigen Lage, dass die einmal in den Brems-Cylinder durch den ersten Impuls hineingerathene Luft eingesperrt bleibt und nur durch Expansion wirken kann.

Um zu verhindern, dass die Bremsen etwa in der oben erwähnten Weise auch durch die unvermeidlichen zufälligen Druckverluste in Folge von Undichtigkeiten angesetzt würden, sind zwischen diesen Steuerungs-Ventilen und den Brems-Cylindern sogenannte Leck-Ventile, s. Fig. 14, Blatt 34, eingeschaltet, d. h. kleine Pfropfen in besonderen Gehäusen, welche vermöge kleiner, an deren Grundfläche vorhandenen Aussparungen wohl kleinere Luftentweichungen, und zwar durch eine an der Decke angebrachte Oeffnung, in's Freie gestatten, sich dagegen bei stärkerem Luftanprall an die oben befindliche Kautschukplatte anlegen, somit diese Oeffnung versperren, dagegen den Zutritt in den Brems-Cylinder freigeben.

Es ist aus dem Gesagten ersichtlich, dass dieses Steuerungs-Ventil *M*, um gut zu functioniren, sehr genau gearbeitet und in gutem Stand erhalten werden muss. Aus diesem Grunde sind an den Dichtungsstellen, wie im Ventilkörper *D* selbst, sowie an dessen Anschlagfläche unten, Kautschukringe angebracht. Auch ist für entsprechende Schmierung gesorgt, wobei das abfließende Oel in eine unten anzuschraubende Tropfschale aufgefangen wird.

(Es verdient noch bemerkt zu werden, dass diese Construction des Ventils bereits die zweite ist, indem bei der ersten an Stelle des Ventilkörpers *D* ein Diaphragma angebracht war. (S. „The Engineer“ 1875.)

Aus Vorstehendem ist wohl zur Genüge klar, dass bei diesem zweiten Systeme der principielle Unterschied und Vorzug darin besteht, dass die in jedem Wagen gewissermassen aufgespeicherte Luft einen sehr geringen Weg zurückzulegen hat — im Gegensatz zu dem ersten System, wo eine bedeutende Luftmenge, mehrere Kubikmeter oftmals, die ganze Länge des Zuges zu durchlaufen hatten; in der That ist auch die Zeit, um die Bremsen anzusetzen, eine verschwindend kleine, und genügt eine Druckreduction von nur 15 Pfund (circa 1^{kg} per Quadrat-Centimeter) selbst bei dem längsten Zuge.

Um, wie bei dem ersten Systeme zu ermöglichen, dass auch vom Schlusswagen, eventuell von jedem beliebigen Waggon aus, die Bremsen angesetzt werden können, dient das bereits von früher her bekannte Ventil *K*, Fig. 13, Blatt 35, nur mit dem Unterschiede, dass dessen Auslaufföffnung anstatt wie zuvor in die Leitung *G*, gegenwärtig in's Freie führt.

Was die Intercommunications-Einrichtung betrifft, so ist dieselbe hier eine optische und eine akustische.

Beide Signale werden durch Luftausströmung mittelst eines dem vorigen (Fig. 13) ähnlichen Ventiles — wobei hier jedoch nur ein begrenztes Quantum Luft ausströmen kann — in Gang gesetzt. Das optische Signal an der Stirnseite des Wagens, s. Fig. 18, Blatt 34, ist mit der Auslassöffnung dieses Ventiles verbunden und besteht aus einem kleinen Cylinder, worin sich in Folge der einfließenden Luft ein Kolben bewegt, der seinerseits eine Art Semaphoren zur Entfaltung bringt. Das akustische Signal wird dadurch erreicht, dass von den früher genannten Leck-Ventilen, jene, welche sich am Tender, sowie am Schlusswagen befinden, mit Alarmpfeifen in Verbindung stehen; indem nun an der Schnur des Hebels des erwähnten Auslass-Ventiles

gezogen wird, kommen diese Pfeifen in's Tönen, was dadurch möglich ist, dass sich die Leck-Ventile in Anbetracht des geringen Quantums der ausströmenden Luft ruhig verhalten.

(Auch hier ist derselbe Uebelstand vorhanden, dass in dem Momente, als der Dreiweghahn an der Maschine geöffnet wird, in der Absicht um die Bremsen anzusetzen, das Alarmsignal versagt.)

Der Luftcompressions-Apparat, Fig. 19 — gegen die frühere Construction nur durch die Kolbensteuerung verschieden — besteht aus einer selbständigen Dampfpumpe und findet sich an dem Locomotivkessel seitlich angebracht. Der obere Cylinder ist zur Aufnahme des Dampfes, der untere für die Luft bestimmt; beide Cylinder sind durch ein Zwischenstück und ausserdem durch eine gemeinschaftliche Unterlagsplatte mit einander verbunden.

In der durch die Zeichnung dargestellten Lage strömt der (Kessel-) Dampf durch das Rohr *a* unter den Kolben 7, während zugleich der Abdampf über demselben durch die Löcher des Einsatzes 19, ferner durch den Canal *FF* und von da durch *a*, in die Rauchkammer entweicht.

Während dieses Hubes hält, vermöge der Stellung des Schiebers 30, der auf die obere Fläche des Kolbens 21 wirkende Kesseldampf (der durch eine nicht sichtbar gemachte Communication aus dem Raume zwischen den Kolben 15 und 14 dahin gelangt) die ganze Steuerung nieder, und zwar so lange, bis zu Ende des Hubes der Anstoss der Kolbenstange an die untere Fläche des knopfartigen Endes der Stange 29 erfolgt. Letztere, sammt dem Schieber wird daher in die obere Stellung gebracht, so dass der Zufluss von Dampf zu 21 abgesperrt, der Abfluss dagegen durch die nächst befindliche Bohrung eröffnet wird. Durch die hiemit eintretende Entlastung von 15, sowie vermöge dessen grösseren Querschnittes, gegenüber 14, wird nun die ganze Steuerungsstange 13 gehoben, so dass die Eintrittslöcher des Dampf-Cylinders oben, jene des Austritts dagegen durch die unteren Löcher frei werden. Der Abdampf entweicht sodann durch *F*, *F*, ebenfalls wieder nach *a*, und in die Rauchkammer.

Am Schlusse des Niederganges stösst die Mitnehmer-Platte 11 wieder an das knopfartige Ende der Stange oben an, wodurch diese den Schieber 30 auf's neue in seine untere Lage bringt und wodurch Dampf auf die obere Fläche des Kolbens 21 wirken kann; hiedurch wird die ganze Steuerung 14 und 15 nunmehr auch in die untere Stellung gedrückt, so dass das Spiel wieder von Vorne beginnen kann.

Selbstverständlich sind zur Erzielung einer ruhigen stossfreien Bewegungs-Umkehr die Ein- und Ausströmungs-Oeffnungen sowohl für die Steuerungskolben 21, wie auch für den Dampfkolben 7 derartig angebracht, dass sich abgeschlossene Dampf-volumen — als elastische Buffer — bilden müssen.

Was die eigentliche Luftpumpe betrifft, so erfolgt der Eintritt durch 43, und zwar durch eine voran befindliche Brause, dagegen findet der Austritt durch 41, nämlich in das Hauptreservoir statt; von da führt eine Rohrleitung zum früher erwähnten Dreiweghahn am Führerstand und erst durch diesen kann der Eintritt in die Hauptleitung *G* erfolgen. Ein Manometer zeigt dem Maschinenführer den stets vorhandenen Druck an.

Um den Dampfzufluss zu reguliren dient ein nahe dem Regulator angebrachtes Drossel-Ventil, das überdies mit einem automatischen Schmier-Apparate verbunden ist.

Die Kolbengeschwindigkeit variirt mit der Verschiedenheit der Luftentnahme und erreicht bei dem Maximum des Druckes

ihr Minimum. Als obere Grenze für die Compression lässt sich ein Druck von 70 Pfund per Quadratzoll, d. h. 4.9^{kg} per Quadrat-Centimeter annehmen und dann arbeitet die Dampfmaschine, welche zu diesem Zwecke in beständiger Thätigkeit sein muss, gerade genügend, um alle Verluste, die durch kleine Undichtigkeiten entstehen, wieder hereinzubringen. —

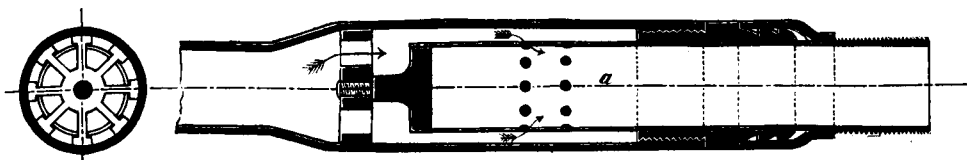
Smith's Vacuum-System ist, sowohl im Princip wie in der Detail-Durchführung, weit einfacher als selbst Westinghouse's ältestes System, und besteht darin, dass in den Brems-Cylindern ein Vacuum erzeugt wird, damit der Druck der äusseren Atmosphäre sich dann auf die Bremsklötze direct überträgt.

Zur Herstellung des Vacuums dienen zwei sogenannte Ejectoren, s. Fig. 20, Blatt 35, welche von einem Dampfstrahl durchströmt, die gewünschte Verdünnung der Luft in ähnlicher Weise wie die Locomotiv-Blasrohre erzielen, eine Verdünnung, welche sich vermittelt der durch den ganzen Zug gehenden Leitung den einzelnen Brems-Apparaten mittheilt. Letztere sind blasbalgartige Kautschuksäcke ohne irgend welche bewegliche Theile, welche unter dem Drucke der äusseren Luft zusammenklappen, wodurch in Folge der directen Verbindung der Bremsklötze mit den steifen (gusseisernen) Böden das Anlegen der Klötze an die Räder erfolgt.

Die Ingangsetzung, ebenso wie das Reguliren werden durch ein gewöhnliches, dem Maschinenführer unterstelltes Dampfströmungs-Ventil bewirkt. Hiedurch ist der Führer auch gleichzeitig in den Besitz eines sehr einfachen Regulators überhaupt gesetzt, was namentlich bei Fahrten auf Gefällen nicht zu unterschätzen ist.

Die Lösung der Bremsblöcke geschieht durch den Wiedereintritt der Luft in die Leitung, was ebenfalls durch den Führer mittelst einer Klappe bewirkt wird.

Von eigenthümlicher Art sind auch die Schlauchkupplungen (s. nebenstehende Skizze), welche die Bestimmung haben, die Luftcirculation automatisch abzusperrern, sobald eine unbeabsichtigte Zugtrennung eingetreten ist.



Wie aus derselben hervorgeht, wird dieser Zweck durch das bloss, ebensowohl beabsichtigte wie im Falle der Zugtrennung unbeabsichtigte Herausschieben der beweglichen Stücke a erreicht, und, da sich nun zwei vollkommen gleichgeformte derartige Schlauchstücke einander gegenüber befinden, so werden auf diese Weise die Leitungen ebensowohl nach vorne, wie auch nach rückwärts hermetisch abgeschlossen.

Um bei diesem Systeme ferner auch für den Fall der Zugtrennung, mindestens für den abgerissenen Theil, die Bremsen automatisch in Gang zu bringen, ist nun eine weitere Zuthat, und zwar durch J. Stirling (praktisch) ausgeführt worden, s. Fig. 21; bei dieser werden nämlich in Folge der Trennung der Zugseile oder aber auch in Folge beabsichtigter Weise zwei Luftpumpen im Schlusswagen in Gang gesetzt, welche ihrerseits geradeso ein Vacuum erzeugen, wie die erwähnten Ejectoren für den vorderen Zugtheil. Veranlassung hiezu gibt, abgesehen von der etwa willkürlichen oder beabsichtigten Einlösung, das Reißen der Zugseile, wodurch der mit derselben verbundene und mit einem Gewichte beschwerte grosse Hebel a vermöge seines Uebergewichtes

ein Frictionsrad b mit einer der Wagenachsen in Berührung bringt, die hiedurch demselben mitgetheilte Bewegung wird nun mittelst eines Excenters auf die zwei Luftpumpen P übertragen. Anstatt förmlicher Pumpen (wie bei der ersten Ausführung) werden gegenwärtig den Bremsäcken ganz analoge Kautschuk-Cylinder verwendet. —

Es erübrigt nun noch die Leistungsfähigkeit, sowie den Werth des automatischen Westinghouse' gegenüber dem Smith'schen Vacuum-Systeme näher zu beleuchten.

Wie aus dem Principe der Compressions-Bremsen begreiflich, werden dieselben in dieser Hinsicht den Vacuum-Systemen stets überlegen sein.

In der That bestätigen die zu Newark auf der Midland-Bahn im Juni 1875 mit mehreren Systemen und im März 1876 auf der Great-Northern-Bahn mit Smith'scher, sowie Handbremse allein, abgeführten Versuche, die Richtigkeit dieser Ansicht in einer für die Praxis noch ziemlich fühlbaren Weise.

Um einen Vergleich zu haben, diene das aus den Wettfahrten durch Berechnung gefundene Resultat, wonach ein Zug, unter Zugrundelegung der sich in allen drei nachstehenden Fällen gleichbleibenden Geschwindigkeit von 50 englischen Meilen (80.5^{km} per Stunde):

870^m bei Anwendung der Handbremsen,

430^m " " " Vacuum-Bremsen,

265^m " " " Westinghouse „automatischen“ Bremsen zurückgelegt hätte. Ebenso würden die durch-

laufenen Strecken bei der Voraussetzung, dass alle Mittel zum Bremsen angewandt würden,

bei Smith 350^m,

bei Westinghouse 255^m

betragen. In dem dieser Berechnung zu Grunde liegenden Beispiele betrugen die Gewichte der Züge 257 tons $12\frac{1}{2}$ Centner für Smith- und 203 tons $4\frac{1}{4}$ Centner für den Westinghouse-Zug, wobei die Anzahl der Wagen für jeden derselben = 15 war.

Nicht minder zu Ungunsten Smith's fielen die Versuche auf der Toledo-Wabash-Western-Railway, sowie der Chicago-Alton-Railroad (Amerika) aus, die im Juli 1874 mit zwei Zügen von je 10 Wagen ausgeführt wurden.

Während der Smith'sche Zug auf ebener Bahn und bei 56 bis 64^{km} per Stunde Geschwindigkeit circa 415^m noch durchlief, kam der Westinghouse-Zug — bei $\frac{1}{200}$ Gefälle — in circa 155^m zum Stillstand, wozu 36, beziehungsweise 18 Sekunden benöthigt wurden. Allerdings darf hiezu nicht verschwiegen werden, dass sich eine Bremse an der Maschine nur bei dem Westinghouse-Zuge befand.

Behufs Ermittlung des Zeitverlustes zwischen der Ingangsetzung und der Ausübung des vollen Druckes bei der Smith'schen Bremse — auf experimentellem Wege — wurden auf der Weltausstellung zu Philadelphia eigene Apparate in Anwendung gebracht, welche das Arrangement von zwei Zügen von je 10 Wagen nachahmten. Für das Smith'sche Arrangement waren Cylinderpaare, für die Westinghouse-Bremse dagegen einfache Cylinder gewählt worden, wobei Federn den Widerstand repräsentirten.

Aus den diesbezüglichen Versuchen resultirt der mittlere Zeitverbrauch, der zur Ausübung des vollen Druckes nothwendig ist:

bei Smith mit 15.5 Sekunden,

bei Westinghouse mit nicht ganz 2 Sekunden.

Desgleichen zeigten sich zur Ueberwindung des sogenannten todten Ganges oder Weges erforderlich, und zwar:

bei Smith 6·8 Sekunden, hingegen
bei Westinghouse nur 1 Secunde.

Aus dieser Differenz von 6·8 — 1 = 5·8 Sekunden, liessen sich daher die Weglängen berechnen, die bei bestimmter Anfangsgeschwindigkeit zurückgelegt werden.

Andere Versuchsfahrten, mit Smith'scher Bremse allein, wurden auch im November 1876 auf der österreichischen Südbahn vorgenommen und sind deren Resultate in der „Wochenschrift“ wiedergegeben.

Von besonderem Interesse sind ferner die im December 1876 auf der North-British-Railway mit den beiden Systemen, und zwar unter ziemlich ähnlichen Verhältnissen abgeführten Versuche*), wobei zur Aufnahme von Diagrammen ein eigener Registrir-Apparat in Verbindung mit einem Indicator angewendet wurde. Auch aus diesen Proben ergab sich die Ueberlegenheit der Westinghouse-Bremse in Bezug auf Schnellwirkung über das Smith'sche Vacuum-System.

Namentlich wird durch die Diagramme ersichtlich gemacht, dass bei der Vacuum-Bremse innerhalb der ersten zurückgelegten 100' (circa 30^m) die Geschwindigkeit des Zuges, die bei Beginn des Bremsens vorhanden war, fast noch gar nicht alterirt wird, wogegen die Westinghouse-Bremse bereits beinahe 5% ihrer Arbeit verrichtet, d. h. die Geschwindigkeit des Zuges von 30 auf 28·5 Meilen, d. i. von 48·3 auf 45·8^{km} per Stunde herabgemindert hat. Noch auffallender zeigt sich dieser Unterschied nach den dritten zurückgelegten 100' indem die Geschwindigkeit bei Smith noch 23·15 englische Meilen, bei Westinghouse hingegen nur 13 englische Meilen, betragen; es verhielten sich demnach die Geschwindigkeiten wie 1·77:1, wodurch das Werthverhältniss sich wie 3·1:1 herausstellt. Nachdem einem von drei Versuchen, die mit 40 englischen Meilen Anfangsgeschwindigkeit angestellt wurden, betrugen die Geschwindigkeiten nach einer beiderseits zurückgelegten Entfernung von 500 englischen Fuss (= 150^m) 32·5, respective 16·5 Meilen, somit beinahe das Doppelte von einander, und ferner waren nach 900' (275^m Entfernung) und wobei die Geschwindigkeit anfänglich 54 englische Meilen (87^{km}) gewesen: 38·25, respective 7 Meilen (61·5, respective 11·25^{km}) Geschwindigkeit, somit das Verhältniss von 5½:1 vorhanden.

Die Frage bezüglich des vergleichswisen Werthes der beiden in Rede stehenden Systeme lässt sich noch weiter verfolgen. Berücksichtigt man, dass die Intensitäten der Kräfte den Differenzen der Geschwindigkeits-Quadrate bei bestimmten zurückgelegten Entfernungen proportional sein müssen, so ist hiemit das Maass vorgezeichnet.

Aus den erhaltenen Diagrammen wurde die nachfolgende Zusammenstellung angefertigt.

Aus nachstehender Tabelle lassen sich auch zugleich die Maximal-Differenzen entnehmen, die einer jeweilig zurückgelegten Entfernung entsprechen. Diese können nun zu eigentlichen Werthmessern benützt werden.

Wenn man von den letzten Posten in den vierten Columnen — als möglicherweise mit Beobachtungsfehlern behaftet — ab-

sieht, so sind diese Maximalwerthe der Differenzen der Geschwindigkeits-Quadrate für je 100' Weglänge:

bei Westinghouse 1072 oder rund 1070,
bei Smith 780.

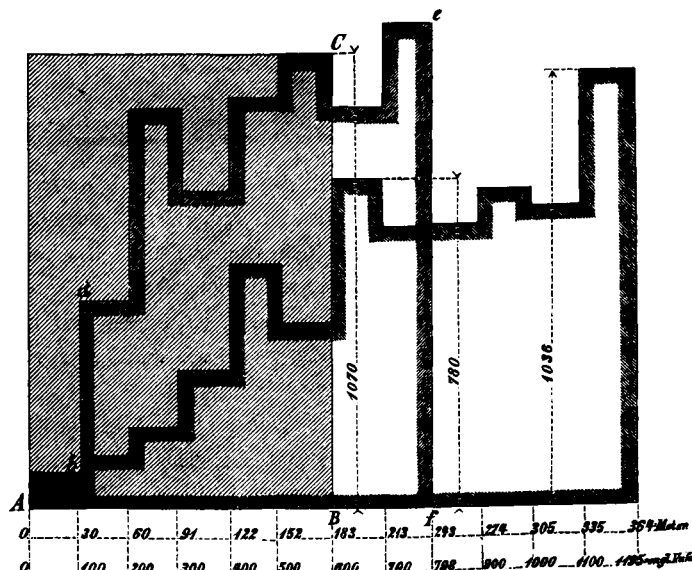
Westinghouse autom. Bremse				Smith's Vacuum-Bremse			
Geschwindigkeit in Kilom. per Stunde	Zurückgelegter Weg		Differenz der Quadrate der Geschwindigkeit in abgerundeten Beträgen	Geschwindigkeit in Kilom. per Stunde	Zurückgelegter Weg		Differenz der Quadrate der Geschwindigkeit in abgerundeten Beträgen
	engl. Fuss	Meter			engl. Fuss	Meter	
80·1	—	—	—	79·7	—	—	—
79·7	100	30·5	64	79·3	100	30·5	64
76·5	200	61·0	500	78·5	200	61·0	126
70·0	300	91·5	952	77·3	300	91·5	187
64·4	400	122·0	753	75·2	400	122·0	320
56·3	500	152·5	978	71·2	500	152·5	586
45·8	600	183·0	1072	68·0	600	183·0	445
33·8	700	231·5	955	62·0	700	213·5	780
—	798	243·4	1142	56·3	800	244·0	675
—	—	—	—	50·0	900	274·5	669
—	—	—	—	41·8	1000	305·0	753
—	—	—	—	32·2	1100	335·5	711
—	—	—	—	—	1195	364·4	1036
Zusammen (80·1) ² = 6416				Zusammen (79·7) ² = 6352			

Der ideelle Weg, der nun theoretisch im Minimum nothwendig ist, um mit Zugrundelegung dieser, die Maximal-Leistung vorstellende Leistungsfähigkeit die Geschwindigkeit auf Null zu bringen, beträgt:

$$\text{bei Westinghouse } \frac{6416}{1070} \times 100 = 600' = 183^m,$$

$$\text{bei Smith } \frac{6352}{780} \times 100 = 813' = 248^m.$$

Mit der Annahme von 1070, respective 780 (per 100') lässt sich nun die ideelle Leistung als ein Rechteck, s. nebenstehende Skizze, darstellen, dessen Basis $AB = 600$, wogegen



die Höhe $BC = 1070$, dessen Flächeninhalt somit = 6420 ist. Da in Wirklichkeit jedoch die Gesamtleistung, d. i. die Summe der Einzelleistungen bei Herabminderung der Geschwindigkeit in Entfernung von hundert zu hundert Fuss bei dem System Westinghouse, durch die Fig. A, b, d, C, e, f repräsentirt wird, welche ein Gesamt-Areal von bloß 4319 besitzt, so ist der Wirkungs-

*) „Engineering“ und „The Engineer“, Jänner 1877.

grad dem Verhältniss der beiden Flächen-Figuren A, b, d, C, e, f und A, B, C entsprechend:

$$\frac{4319}{6420} = 67.2\%.$$

In gleicher Weise wäre der für Smith herausgerechnete Wirkungsgrad (unter Zugrundelegung derselben dem Westinghouse-Systeme entlehnten Basis von 1070 als Maximalziffer, und für eine Strecke von 600'), da dann die Einzel-Figuren die Summe von 1728 geben, nicht ganz: 27%.

Dieses Güteverhältniss indessen stellt sich aber wieder günstiger heraus, wenn man die eigene ideelle Leistungsfähigkeit der Smith'schen Bremse zur Basis nimmt. Nimmt man also die früher gefundene Ziffer von 248^m (813') bei einer Maximal-Leistung von 780, so ist dann das Güteverhältniss, da die Summe der Rechtecke 3183 beträgt:

$$\frac{3183}{6352} = 50\%.$$

Es ist also scheinbar ein wesentlicher Unterschied zu Ungunsten der Smith'schen Bremse vorhanden.

Berücksichtigt man jedoch, dass die Verhältnisse, unter welchen die Westinghouse-Bremse arbeitete, relativ sehr günstige waren, indem der Luftdruck 85 Pfund, ja sogar über 100 Pfund per englischen Quadrat-Zoll betrug (5.95 bis über 7⁷⁸ per Quadrat-Centimeter), somit um circa 40—50% mehr als für gewöhnlich, so ist es nur ganz natürlich, wenn man obiges Verhältniss von 67.2% einer Correctur unterzieht, und man dürfte kaum stark fehlen, wenn man das Güteverhältniss der Westinghouse-Bremse in demselben Maasse reducirt als der Druck den normalen überschritten hatte. Man erhält dann ganz analog der Smith'schen Bremse ebenfalls 50%. —

Wie bereits erwähnt, wurde zur genauen Verzeichnung der hier im Auszuge mitgetheilten, im grossartigsten Maassstabe ausgeführten Versuche ein eigener, genial durchdachter, wiewohl complicirter Registrir-Apparat angewendet, dessen Beschreibung hier zum Schlusse kurz folgen möge.

Derselbe besteht aus einer Combination von durch ein Excenter angetriebenen zwei kleinen Wasserpumpen mit einem Centrifugal-Regulator zum Zwecke um einen hiedurch erzeugten continuirlich circulirenden Wasserstrahl zur Ausübung eines Druckes zu verwenden.

Die mit der Schnelligkeit der Rotation variirende Stellung des Centrifugal-Regulators beeinflusst natürlich diese Wasserpressung, welche ihren Ausdruck in einem mit dem Apparate verbundenen Manometer findet, so dass man daher in Stand gesetzt ist, die Tourenzahl als eine, und zwar im quadratischen Verhältnisse stehende Function direct abzulesen.

Der Antrieb erfolgt mittelst Vorgelege und Frictionsrad von einer (nicht bremsbaren) Achse eines Hüttelwagens.

Der ganze Apparat ist sehr leicht transportabel und kann auf jeden Tisch angeschraubt werden; er besteht, wie aus Fig. 22 *a* ersichtlich, aus dem Untersatze der Cysterne *A*, woraus das Wasser herausgepumpt wird, und dem Obertheile *B*, der den ganzen Mechanismus trägt und einfach aufgeschraubt wird.

Die Bewegung wird mittelst der Riemscheibe *C*, der Zahnräder *D* und *E*, von dem Vorgeläge aus auf die mit dem Excenter versehene Welle *F* und hiedurch auf die Pumpen *GG* übertragen. Die Saug- und Druckventile *bb* vermitteln dann den Eintritt des Wassers *A* in die Bohrung *cc d*, von wo es sodann auf die untereinander verbundenen Accumulatoren *H* und *J* wirkt.

Eine Art Sicherheits-Ventil *K*, welches durch eine Feder belastet wird, deren Druck grösser ist, als vermöge der zu messenden Geschwindigkeit jemals erforderlich wäre, gestattet auch im Nothfalle den Rückfluss direct in die Cysterne. Der Zweck der beiden Accumulatoren besteht natürlich nur darin, die durch die Pumpen hervorgerufenen pulsartigen Stösse zu vernichten und einen gleichförmigen Druck zu erzeugen.

Das Wasser durchströmt, nachdem es auf das Diaphragma des Accumulators *J* gewirkt hat, die Bohrung längs der etwas conischen Nadel *h*, tritt in die Kammer *k*, durchdringt vermöge der vorhandenen Löcher die kleine Scheibe *q* und drückt sodann auf den vor demselben befindlichen kleinen Plungerkolben *r* und erzwingt sich auf diese Weise den Eintritt in dessen kreuzförmige Bohrungen, von wo dann der Rückfall in die Cysterne stattfindet. Diesem Kreislaufe in dem Apparate wirkt indess die durch die Centrifugalkraft der belasteten Winkelhebel *p* ange-drückte Stange *s* nach Massgabe der Schnelligkeit entgegen.

Als Umrechnungs-Verhältniss wurde von Westinghouse 0.03 Pfund für eine englische Meile Zugsgeschwindigkeit angenommen, und diese Zahl mit dem Quadrate der Geschwindigkeit multiplicirt, gibt daher den vorhandenen Druck an. Die Variationen dieses Druckes endlich werden mittelst eines Richard'schen Indicators, welcher durch den Apparat selbst bewegt wird, und durch eine besondere Federauslösung rasch und nach Belieben in Gang gebracht werden kann, verzeichnet.

Was nun die engere Wahl unter den beiden in Rede stehenden Brems-Systemen betrifft, so lässt sich wohl erkennen, dass dieselbe Gegenstand der reiflichsten Erwägung bilden muss, zu welcher alle die vorhin besprochenen Versuche wohl Material, nicht aber den Entscheid liefern können.

Käme hiebei einzig und allein die Wirkung als solche in Betracht, so unterliegt es nach all' dem bisher Gesagten keinem Zweifel, zu welchem System man sich entschliessen sollte.

Für den Praktiker jedoch, der Erfahrung darin besitzt, welchen Zufälligkeiten alle wie immer gearteten beweglichen Theile ausgesetzt sind, und der diese letzteren wegen der Zahl und Grösse der hiebei in Betracht kommenden Dichtungsflächen etc. nach ihrem wahren Werthe taxirt, für diesen unterliegt es keinem Zweifel, dass die Einfachheit der Construction als oberstes Gesetz anzusehen ist — eine Bedingung, welcher sich alles Uebrige ohne weitere Rücksicht unterordnen muss, da ja mit der Einfachheit in directem Zusammenhange vor Allem die Sicherheit des Betriebes, in weiterer Linie aber die Kosten namentlich der Erhaltung, aber auch jene der Anschaffung stehen*).

So werthvoll in Bezug auf Lösung der ersten Frage die bereits erwähnten Versuche zu Newark im Jahre 1875 und später jene auf der North-British waren, so sind sie andererseits doch nur als eine Art Wettrennen aufzufassen, die über die anderen Fragen (ausser der Schnelligkeit) keinen Aufschluss gewähren.

Wie für sich klar ist, sind die Kosten ebensowohl der Anschaffung wie der Erhaltung bei Westinghouse grösser als bei Smith. Was erstere Kosten betrifft, so ist für dieselben als Durchschnittswerth verschiedener Angaben:

*) Eine ähnliche Ansicht erhielt auch bereits ihren öffentlichen Ausdruck in einem amerikanischen Maschinenmeister-Tage. S. „The Engineer“, 22. October 1875.

bei Westinghouse:

per Maschine und Tender incl. Montirung circa 60 L. St.

per Wagen " " " 27 " "

bei Smith:

per Maschine und Tender incl. Montirung circa 40 L. St.

per Wagen " " " 19 " "

anzunehmen.

Was die Erhaltungs- oder Reparaturkosten betrifft, so ist vorläufig noch die Beobachtungszeit eine zu kurze um jetzt bereits sichere Daten zu besitzen; sie sollen jedoch bei dem früheren Systeme von Westinghouse circa 6% der Anschaffungskosten betragen haben. Es resultirt hieraus, dass sie wenigstens den Betrag von 15 fl. ö. W. per Wagen erreicht hatten — ein Betrag, der sich gegenwärtig auf mindestens 20 fl. erhöhen lässt. Bei Smith hingegen kommen die möglicherweise nach bestimmter Zeit nothwendigen Erneuerungen der Kautschuksäcke*) in Frage, welchen gegenüber die anderweitigen Reparaturen verschwindend klein sein dürften. In diesem (ungünstigen) Falle sind dann 2 L. St. per Sack zu rechnen.

Der Betrieb selbst ist bei Westinghouse's automatischer Bremse insoferne etwas umständlicher, da man stets darauf zu sehen hat, dass die Leitung im letzten Wagen, die ebenso wie alle übrigen in ein beständig offenes Rohrstück endet, — nämlich die herabhängende Hälfte der Kupplung Fig. 10 auf Blatt 34, die bei dem ersten Systeme sich bekanntlich automatisch schliesst — durch einen von den beiden eigens an jedem Wagen zu diesem Zwecke angebrachten Hähnen I, Fig. 7 und 8 auf Blatt 34, geschlossen wird. Soll ein Wagen entkuppelt werden, so müssen ebenfalls erst die beiden derartigen Hähne der Nachbarnwagen geschlossen werden, da sonst in Folge der Luftentweichung die Bremsen angesetzt würden. Auch darf nicht unerwähnt bleiben, dass etwa eintretende Risse oder sonstige Defecte die sofortige Inangsetzung sämtlicher Bremsen zur Folge hat, und dass dieser Zustand der Bremsung so lange andauert, bis der Defect auf irgend eine Art behoben ist. Von diesen kleinen Rücksichten und Bedenken ist selbstverständlich bei Smith Nichts vorhanden.

Was die nächste Frage, jene der Betriebskosten betrifft, so kommt diese nur bei Westinghouse in dem Sinne in Betracht, dass die Dampfmaschine unausgesetzt arbeiten muss, um die durch die Entwicklung hervorgerufenen Verluste zu paralysiren. Der Verbrauch an Kohle ist circa 1—1.5^{kg} Steinkohle per Zug und Kilometer, ein Betrag, der sich auch durch die Rechnung — soweit hievon überhaupt ohne feste Annahmen die Rede sein kann, — beiläufig bestätigt findet. Es ist klar, dass dieser Verbrauch namentlich vor der Bergfahrt und während derselben besonders störend sein muss.

Anders bei Smith. Wiewohl hier ein rasches Sinken des Dampfdruckes eintritt — nach den Versuchen auf der North-British um 3 bis 4 Pfund engl. per Quadrat-Zoll, d. i. 0.21 bis 0.28^{kg} per Quadrat-Centimeter bei der im Minimum benötigten Ausströmungsdauer von circa $\frac{1}{3}$ Secunde, nach Beobachtungen auf der Brighton-Bahn um circa 10 Pfund = 0.7^{kg} per Minute bei ganz geöffnetem Ejector — so ist dasselbe doch eben wegen der Kürze der Zeit nicht von Belang und wird noch zum Theil wieder aufgewogen durch die bessere Anfachung, welche der ausströmende Dampf hervorbringt.

*) Ein Uebelstand, welcher indess durch die neueste Verbesserung von Inspector Hardy in Wien als beseitigt betrachtet werden kann.

Betreffs der im Schlusswagen angebrachten Pumpen sind die Ansichten noch getheilt; anzunehmen ist jedoch, dass sie einen nicht zu unterschätzenden Widerstand und sonstige Unzukömmlichkeiten verursachen.

Hat daher das Westinghouse automatische System in diesen Punkten nur Nachteile gegenüber Smith — wogegen bezüglich des letzteren aber nicht ausser Acht gelassen werden darf, dass dasselbe keine automatischen Mittel zur Anzeige des eventuell schlechten Zustandes besitzt — so darf aus diesem Grunde das System der Compressions-Bremsen im Allgemeinen nicht als abgethan betrachtet werden.

Es steht heute ausser allem Zweifel, dass beide Systeme, das mit comprimierter, ebenso wie jenes mit verdünnter Luft, noch verbesserungsfähig sind, ja sich bereits sehr beachtenswerthe Abarten, wenn auch nur in versuchsweiser Verwendung vorfinden: als Concurrenten für Westinghouse treten in Amerika Loughridge, in England Steel & Mc. Innes auf und hat letztere Bremse im Jahre 1876 in Berlin ebensowohl, wie 1877 auf der Main-Weser Bahn befriedigt; als Concurrenten für Smith sind in England Sanders, in Amerika in neuester Zeit Ealmes erstanden; daher lässt sich vorläufig ein allgemeines Urtheil noch nicht fällen. Wenn auch die Smith'sche Vacuum-Bremse namentlich in Folge der wesentlichen Verbesserung, die sie durch Inspector Hardy erfahren hat, immer entschiedener das Feld zu behaupten beginnt so wäre es, wie erwähnt, gewagt, bereits jetzt ein positives Urtheil zu fällen, und es müssen eben die jeweilig vorhandenen sämtlichen, auf die Wahl Einfluss nehmenden Factoren, wie: Verkehrsdichte, Niveau-Verhältnisse, Art der Fahrbetriebsmittel etc. in Berücksichtigung gezogen werden. Erst aus deren Gesamteinfluss lässt sich dann eine Directive für die Annahme des einen oder des anderen Systems bilden. —

Möge denn diese Erörterung dazu beitragen, die Discussion über diesen ebenso wichtigen wie umfangreichen Gegenstand in Fluss zu erhalten!

Während der Drucklegung vorliegender Arbeit wurden abermals vergleichende Versuche ausgeführt; die jüngsten derselben fanden im October 1878 auf der North-Eastern-Bahn in England mit der Westinghouse- und der Hardy'schen Bremse statt. Die Resultate derselben gingen auch in verschiedene Tagesblätter über. Nach denselben hat es den Anschein, als ob, entgegen den hier mitgetheilten Erfahrungen, die Vacuum-Bremse der Westinghouse-Bremse in Bezug auf Schnellwirkung überlegen sei. Ohne einer gründlicheren Erörterung etwa vorgreifen zu wollen und ohne im Mindesten die principielle Verbesserung durch Hardy in Abrede zu stellen, muss doch constatirt werden, dass, obwohl die Anzahl der Wagen, sowie das Totalgewicht beider Züge einander gleich waren, ein Unterschied insoferne bestand, als die am Westinghouse-Zuge bei 80 Pfund Luftdruck auf Maschine und Tender ausgeübte Bremskraft geringer als bei der Vacuum-Bremse war. Es betrugen:

Westinghouse Hardy

Gewicht von Maschine und Tender zusammen 45 Ton. 53 Ton.

Bremskraft von Maschine u. Tender zusammen 33 " 68 "

Es ergibt sich somit eine Differenz zu Ungunsten Westinghouse's von mindestens 20 Tonnen an vorhandener Bremskraft für die Maschine allein und von circa $\frac{1}{3}$, für den gesammten Zug.

Wien 1877/78.

Die elastische Durchbiegung eiserner Fachwerke

in
Zusammenhaltung mit System und Gewicht der Träger.

Von
Richard Herzmannsky,
Ingenieur der k. k. Direction für Staats-Eisenbahnbauten.

(Mit Zeichnungen auf Blatt 36, 37 und 38.)

Obgleich man vielfach den Umstand bestreitet, dass die Grösse der elastischen Einsenkung von Tragconstructionen eine besondere Bedeutung habe, so kann man sich doch wohl der Ansicht nicht ganz und gar verschliessen, dass die Durchbiegung in Gemeinschaft mit Gewicht und System der Träger einen nicht unwichtigen Anhalt zur Beurtheilung der Vorzüge oder Nachtheile verschiedener Tragformen bietet.

Es wird daher von diesem Gesichtspunkte aus wohl gerechtfertigt sein, wenn der Ingenieur die bei gewissen Belastungen der Tragconstructionen wirklich auftretenden Durchbiegungen auch theoretisch zu begründen sucht, damit er gegebenen Falles im Vorhinein über die Grösse der elastischen Einsenkungen verschiedener Tragsysteme im Klaren ist.

Derartige Berechnungen werden aber besonders bei Fachwerkträgern oft nur sehr oberflächlich durchgeführt und es geben in Folge dessen die beispielsweise bei Brückenproben häufig hervortretenden Differenzen zwischen „Dichtung“ und „Wahrheit“ Anlass zu widerspruchsvollen Deutungen.

Diese Widersprüche löst man dann beim günstigen Ausfalle der Probe meist ohne Weiteres durch den kategorischen Anspruch, dass die Brücken-Construction vorzüglich construiert und tadellos hergestellt sein müsse, da die factische Einsenkung ja weit geringer sei, als die berechnete — oder aber beim ungünstigen Ausfalle durch die gegentheilige Argumentation.

Dem unbefangenen Beobachter wird jedoch nicht entgehen, dass in den allermeisten Fällen geringere Durchbiegungen auftreten, als nach der Rechnung zu erwarten war, so dass er sich in Verlegenheit sieht, was er mehr bewundern soll — die Güte der Rechnung oder die Güte der Construction. Plangemässe Bearbeitung der Construction und richtige Durchführung der Beobachtung bei der Probe vorausgesetzt, gibt es für derartige Dissonanzen nur zweierlei Lösungen. Entweder ist die Rechnung dem Wesen nach falsch oder aber es sind die Annahmen über die Elasticitäts-Verhältnisse des Constructions-Materiales nicht zutreffend.

Der erstere Umstand führt gewöhnlich zu dem unbefriedigenden Rechnungsergebnisse, während bei richtigem Rechnungsvorgange selten die Verschiedenheit des Elasticitäts-Modules einer und derselben Materialgattung so grossen Einfluss ausübt, dass dadurch ein wesentlich falsches Ergebniss bewirkt wird. Denn wenn der Elasticitäts-Modul auch innerhalb gewisser Grenzen schwankt, so kann doch immerhin mit genügender Genauigkeit ein Mittelwerth desselben in die Rechnung eingeführt werden.

Mit der richtigen Durchführung der Rechnung hat es dagegen manchmal Schwierigkeiten.

Bei vollwandigen Trägern lässt sich die bei einer gewissen Belastung eintretende Einsenkung ziemlich leicht bestimmen, da man hier durch zweimalige Integration der Biegungsgleichung bald

zum Ziele kommt, insbesondere, wenn der Träger durchwegs gleichen oder aber einen analytisch leicht zu fassenden veränderlichen Querschnitt besitzt.

Vorzugsweise ist auch hier das graphische Verfahren zur Anwendung geeignet, welches einfach darin besteht, aus einem Momentenpolygon das entsprechende zweite Seilpolygon oder das Einsenkungspolygon des betreffenden Trägers zu bilden.

Träger mit Fachwerkwänden können bezüglich ihrer Durchbiegung vortheilhaft auf Grund des Principes der virtuellen Geschwindigkeit untersucht werden.

Dieser Vorgang, welcher vom Herrn Professor Mohr angegeben wurde, ermöglicht jedenfalls die vollkommenste wissenschaftliche Lösung.

Allein es lässt sich nicht leugnen, dass die Bestimmung der Einsenkungen nach der letzterwähnten Methode etwas umständlich ist, da hier neben der graphischen Arbeit eine erkleckliche Zahlenrechnung erforderlich wird.

Diesem Umstande ist es wohl hauptsächlich zuzuschreiben, dass diese sonst so vorzügliche Berechnungsart schwer in der Praxis Platz greift.

Meiner Ansicht nach, kommt man vielleicht am einfachsten zum angestrebten Ziele, wenn man zur Bestimmung der Einsenkung von Fachwerkträgern den Weg der unmittelbaren Anschauung betritt. Dieser Weg führt aber zur directen elementaren Berücksichtigung der durch eine gewisse Belastung hervorgerufenen Deformation des geometrischen Zusammenhanges eines Fachwerkes.

Vereinfachende Voraussetzungen sind wohl hier ebenso wie bei allen anderen Methoden am Platze, um die Lösung der Aufgabe nicht unnöthig zu compliciren.

Die Annahme drehbarer oder charnierartiger Knotenpunkte ist nach Analogie der statischen Berechnungsweise wohl ohne Weiteres zulässig. Auch darf nicht übergangen werden, dass in den schliesslichen Rechnungsergebnissen nur die verticale Ortsveränderung der Knotenpunkte, nicht aber auch die horizontale Verschiebung zum Ausdrucke gelangt.

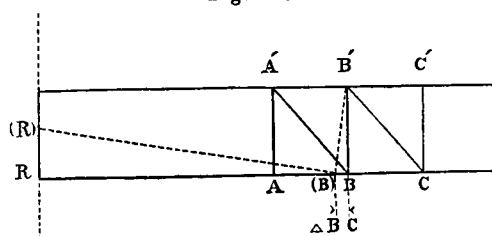
Die Betrachtung eines Fachwerkträgers, welcher durch eine gewisse Belastung deformirt wird, lässt uns bald erkennen, dass das Durchbiegungspolygon eines Gurtes erstens von der horizontalen, respective seitlichen Verschiebung der Knotenpunkte und der hiedurch bewirkten Drehung der Felder, und zweitens von der directen verticalen Knotenverschiebung abhängig ist.

In allen Fällen, in denen es also gelingt, diese Ortsveränderungen in einfacher geometrischer Form zum Ausdruck zu bringen, wird es nicht schwierig sein, das ganze Durchbiegungspolygon zu berechnen.

Fassen wir zur näheren Erläuterung einen Träger von bestimmter Form (Skizze a) in's Auge.

Bei der durch eine gewisse Belastung hervorgerufenen Ausdehnung des Gurtstückes \overline{BC} um $\Delta \overline{BC}$ wird das Gurtstück \overline{AB} die Richtung $(B)(R)$

Figur a.



annehmen, wenn wir vorderhand die Längenänderung der übrigen Constructionslieder unberücksichtigt lassen.

Der Drehwinkel $(R)(B)R$, welcher hiebei in Frage kommt, ist so klein, dass man annähernd $\overline{(B)B} : \overline{BB'} = \overline{(R)R} : \overline{RB}$ setzen kann.

Bezeichnen wir $\overline{(R)R}$ mit r und $\overline{BB'}$ mit h , \overline{BC} mit a , \overline{RB} mit x und die seitliche Abweichung des Knoten B , d. i. $\overline{(B)B}$ mit Δa , so gilt:

$$\Delta a : h = r : x \text{ oder} \\ r = \frac{\Delta a \times x}{h} \dots \dots \dots 1).$$

Diese Beziehung wird dazu dienen können, die mit den einzelnen Drehwinkeln correspondirenden Abschnitte r auf der Verticalen $(R)R$, und somit auch die speciell von den seitlichen Abweichungen der Knotenpunkte abhängigen Einsenkungen annäherungsweise zu bestimmen.

Die oben erwähnten directen verticalen Knotenverschiebungen, welche mit Δh bezeichnet werden sollen, bewirken eine weitere Veränderung des Biegungspolygons. Der Einfluss derselben kann ohne Weiteres durch directe Summirung der einzelnen Verschiebungen leicht ermittelt werden.

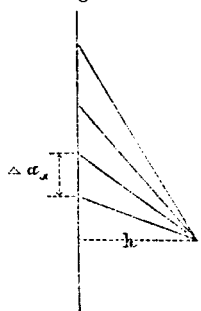
Der allgemeine Rechnungsvorgang ist demnach ganz einfach, immerhin aber bei rein numerischer Durchführung etwas zeitraubend.

Es sei deshalb nachstehend ein gemischt rechnerisch-graphisches Verfahren gezeigt, welches in aller Kürze zum Ziele führt.

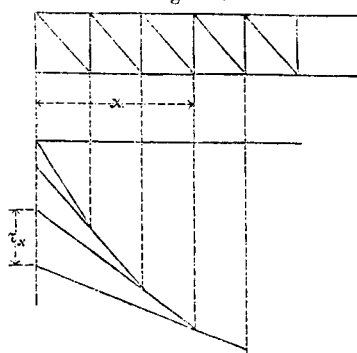
Trägt man sich nämlich die verschiedenen Grössen der horizontalen, respective seitlichen Abweichungen Δa ihrem Sinne nach und den Knotenlagen entsprechend, in einer Verticalen auf (Skizze *b*) und bildet dann mit einer Polhöhe $= h$ ein correspondirendes Seilpolygon (Skizze *c*), dessen Ecken auf den durch die Knotenpunkte gehenden Verticalen liegen, so ist offenbar:

$$\frac{r_x}{x} = \frac{\Delta a_x}{h} \text{ (siehe Gleichung 1).}$$

Figur b.



Figur c.



Die einzelnen Seiten dieses Seilpolygons sind demnach den deformirten Gurtstücken parallel, und die Abstände der Polygonseiten von der Schlusslinie geben die von den Grössen Δa abhängigen Einsenkungen der einzelnen Knotenpunkte an.

Die von den verticalen Verschiebungen Δh herrührenden directen Einsenkungen sind in passender Anordnung zu summiren, und dem schon ermittelten Durchbiegungs-Polygone zuzufügen.

Die Grössen Δa und Δh , welche von der Längenänderung der einzelnen Constructionsglieder abhängen, lassen sich am besten graphisch bestimmen, und sind dann in der angegebenen Weise ohne Zwischenrechnung weiter zu verwenden.

Bedient man sich überhaupt zur Ermittlung der statischen Verhältnisse einer Fachwerk-Construction der graphischen Rechnungsmethode, so können die Grössen der Spannungen für eine andere als die der Rechnung zu Grunde gelegte Verkehrslast sofort

mittels Proportional-Maassstabes den schon gebildeten Kräfteplänen entnommen werden.

Bedeutet:

S die Spannung eines Constructionstheiles bei einer gewissen Belastung der Construction,

Ω den vollen Querschnitt des betreffenden Constructionsgliedes,

$k = \frac{S}{\Omega}$ die Inanspruchnahme per Quadrateinheit des Querschnittes,

E den auf die eingeführten Maass- und Gewichtseinheiten bezogenen Elasticitäts-Modul des Constructionsmaterials, so wird die Längenänderung Δl eines Gliedes von der Länge l sein:

$$\Delta l = \frac{S}{\Omega} \cdot \frac{l}{E} = \frac{k l}{E} \dots \dots \dots 2).$$

Dieser Ausdruck lässt sich in der einen oder anderen Weise ebenfalls in den graphischen Rechnungsvorgang einbeziehen. Die vielleicht auffällige Einführung des vollen Querschnittes ist hiebei wohl zu rechtfertigen, mindestens bei neuen Constructionen, bei denen die Nieten noch festsitzen. Man wird überhaupt die Berücksichtigung des vollen Querschnittes nicht als ein Uebermaass betrachten können, wenn man bedenkt, dass bei allen einzelnen Constructionstheilen entweder Laschen, Ueberplattungen, Einlagen u. dgl. mit deformirt werden müssen.

Da sich fast alle zur Ermittlung der Einsenkungen erforderlichen Rechnungs-Operationen in leichter Weise graphisch durchführen lassen, so gestaltet sich der ganze Vorgang einfach und übersichtlich. Bei Wahl zweckmässiger Anordnungen und entsprechender Maassstäbe ist die Arbeit gewiss auch wenig zeitraubend.

Wenn das Verfahren vielleicht den Eindruck eines dürftigen wissenschaftlichen Werthes macht, und den scharfen Theoretiker unbefriedigt lässt, so darf dabei nicht übersehen werden, dass es sich nur um eine in der Praxis leicht verwendbare, aber doch gleichzeitig hinreichend genaue Annäherungs-Methode handelt und nicht um die allgemeine wissenschaftliche Lösung des Problems der Durchbiegung.

Möge es mir daher gestattet sein, an der Hand einiger Beispiele die Brauchbarkeit des Verfahrens zur Anschauung zu bringen und gleichzeitig einige Schlussfolgerungen über den Zusammenhang zwischen Einsenkung, System und Gewicht zu ziehen.

Im Nachstehenden sollen zwei ausgeführte Brückenträger bezüglich ihrer Einsenkung bei einer bestimmten Probelast untersucht werden.

Auf den Blättern 36 und 37 sind die mit I und II bezeichneten Beispiele in der angegebenen Weise behandelt.

Blatt 38 gibt für Beispiel I die Berechnung der Durchbiegung in der Trägermitte nach dem Principe der virtuellen Geschwindigkeit.

Es wird dieses Verfahren nicht weiter hier beschrieben, sondern nur dessen Resultat in Parallele gezogen, um die Zuverlässigkeit der in Rede stehenden, blos auf geometrischer Grundlage beruhenden Methode zu bestätigen.

Beispiel I.

Ein eingleisiger Schwedler-Träger von 39.5^m Stützweite und einer Höhe von 5.74^m (d. i. $\frac{100}{688}$ der Stützweite) besitze die auf Blatt 36 in Fig. 1 gegebene Gestalt und werde mit einer

Probelast von 3600^{kg} per laufenden Meter Geleise belastet. Es sind die Einsenkungen der verschiedenen Knotenpunkte des Untergurtes zu bestimmen

Der Kräfteplan für das Tragsystem ist in Fig. 2 nach der bekannten „Cremona“-schen Form ausgebildet.

Die Spannungen der einzelnen Constructionstheile finden sich hieraus direct durch Abgreifen mit dem entsprechenden Maassstabe.

Die aus dem Kräfteplane sich ergebenden Spannungen, die Ausführungs-Querschnitte der einzelnen Constructionsglieder und die hieraus resultirenden Inanspruchnahmen per Quadrat-Centimeter sind der Uebersicht halber auf Blatt 36 in tabellarischer Form zusammengestellt.

Die spezifische Längenänderung eines Constructionstheiles ist $\frac{k}{E}$ und die wirkliche Längenänderung eines Gliedes gleich $\frac{k \cdot l}{E}$.

Das Product $\frac{k \cdot l}{E}$ ist mittelst Proportional-Maassstabes leicht zu bestimmen.

Da die Inanspruchnahmen sich zwischen 20 und 420^{kg} per Quadrat-Centimeter bewegen, so sind hier 0.02 bis 0.42 der gezeichneten Längen mit einem Papierstreifen abgegriffen und durch kleine Begrenzungskreise, sowie durch stärkere Markierung hervorgehoben worden.

Der Längenmaassstab des Trägergerippes ist 1 : 200, der Elasticitäts-Modul sei zu 2000000 (auf Centimeter und Kilogramm bezogen) angenommen.

Die Producte $\frac{k \cdot l}{E}$, welche durch die scharf markirten Abschnitte in Fig. 1 dargestellt werden sollen, sind daher:

$$\frac{2000000}{1000 \times 200} = 10 \text{ mal so gross, als die wirklich auftretenden Längenänderungen.}$$

Die von diesen Längenänderungen abhängigen Abweichungen Δa und Δh erscheinen in jedem einzelnen Felde construiert.

Die seitlichen Abweichungen Δa der Knotenpunkte ergeben sich für die Gurten annähernd aus der Beziehung (Skizze d):

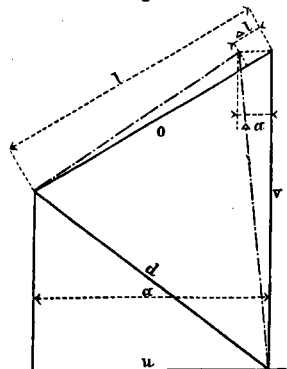
$$\Delta a = \frac{\Delta l \cdot l}{a},$$

und für die Diagonalen aus der Gleichung (Skizze e):

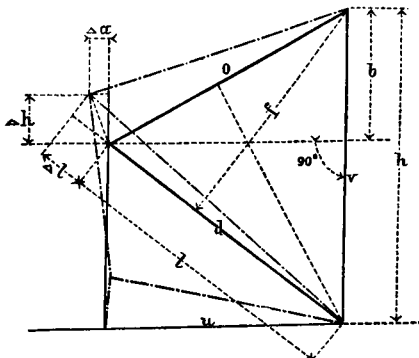
$$\Delta a = \frac{\Delta l \cdot b}{f},$$

während die aus der Längenänderung der Verticalen resultirenden seitlichen Abweichungen als zu unbedeutend vernachlässigt werden können.

Figur d.



Figur e.



Die Grössen l und Δl beziehen sich selbstverständlich in den einzelnen Fällen auf die Stücke o , u , d , v der verschiedenen Fachwerkglieder.

Die Richtigkeit der angeführten Beziehungen bedarf wohl keiner weiteren Begründung, da sich dieselben leicht aus den beigefügten Skizzen d und e ergeben, in denen die Deformationen des geometrischen Zusammenhanges durch strich-punctirte Linienzüge zum Ausdrucke gebracht werden.

Die durch einfache geometrische Uebertragung gewonnenen einzelnen Werthe der Δa sind in Fig. 1, so weit sie nicht mit den betreffenden Δl zusammenfallen, durch stärker punctirte Linien-Elemente charakterisirt.

Die verschiedenen Abweichungen Δa erscheinen sodann in Fig. 3 unter Berücksichtigung des Sinnes der von denselben hervorgerufenen Deformationswinkel und mit Beziehung auf die Lage der einzelnen Knoten gruppirt, und in einer Verticalen aufgetragen.

Mit Einführung der veränderlichen Trägerhöhen als Polhöhen ergibt sich dann in Fig. 4 das gesuchte Seilpolygon, welches die Einsenkungen der einzelnen Knotenpunkte, so weit dieselben von Δa abhängen, durch die bezüglichen Ordinaten misst.

Die Art der Durchführung des Seilpolygons durch entsprechende Parallelführung der Linienzüge muss wohl als bekannt vorausgesetzt werden.

Es erübrigt nun noch die Bestimmung der durch die Deformationsgrössen Δh der Diagonalen und Verticalen hervorgerufenen Senkungen der einzelnen Knotenpunkte, da von dem Einflusse der Δh bezüglich der Gurten abgesehen werden kann.

Unter Berücksichtigung der Skizze e ergibt sich für die Δh der Diagonalen:

$$\Delta h = \frac{\Delta l \cdot l}{h},$$

für die Δh der Verticalen $\Delta h = \Delta l$.

Die Ermittlung der Grössen Δh ist ebenfalls in Fig. 1 durchgeführt und wohl ohne Erklärung verständlich.

Durch Addition der entsprechend gruppirten Δh wurde sodann das von diesen Deformationsgrössen abhängige Biegunspolygon gebildet, welches sich unmittelbar an das früher construierte Seilpolygon der Δa , und zwar nach aufwärts anreicht.

Durch Zusammenfassung der beiden Polygone findet man nun die in den einzelnen Knotenpunkten des Untergurtes auftretenden totalen Einsenkungen Y .

Da die Deformationsgrössen in zehnfachem Maasse in die Rechnung einbezogen wurden, so sind die gefundenen Y zehnmal so gross, als die betreffenden Einsenkungen.

Für die Mitte des Trägers ergibt sich $Y = 186^{\text{mm}}$.

Die Einsenkung in der Trägermitte beträgt daher bei einer Belastung der Construction mit 3600^{kg} per laufenden Meter Geleise:

$$\frac{186}{10} = 18.6^{\text{mm}} *).$$

Der im Vorstehenden in Betracht gezogene Schwedler-Träger wurde durch die k. k. Staatsverwaltung auf der Dalmatiner Linie zur Ausführung gebracht.

Die behördliche Erprobung ergab bei einer Belastung von 3600^{kg} per laufenden Meter Geleise (Aequivalent des Belastungszuges) eine elastische Einsenkung in der Trägermitte von 18^{mm}, welches Maass nur wenig von dem berechneten abweicht.

Das Gewicht der ganzen Construction an Schmiedeisen beträgt 49.000^{kg}, wovon 31.000^{kg} ausschliesslich auf die beiden Tragwände entfallen.

*) Auf Blatt 38 findet sich nach dem Principe der virtuellen Geschwindigkeit eine Durchbiegung in der Trägermitte von 18.5^{mm}.

Beispiel II.

Ein eingelegiger Parallelträger von 42·39^m Stützweite und einer Höhe von 5·70^m (d. i. etwa $\frac{100}{744}$ der Stützweite), dessen Wände in combinirtem Fachwerk ausgebildet sind, besitzt eine „unten“ liegende Fahrbahn, und wird mit einer Last von 4100^{kg} per laufenden Meter Geleise belastet. (Blatt 37, Fig. 1.)

Es wird die von dieser Belastung bewirkte Durchbiegung des Untergurtes gesucht.

Die in den einzelnen Constructionsgliedern auftretenden Spannungen sind in Fig. 2 unter der Annahme ermittelt, dass sich das Tragsystem in zwei einfache Systeme zerlegen lässt, von denen jedes die Hälfte der Belastung aufzunehmen hat.

Erkennt man die Zulässigkeit dieser Annahme hinsichtlich der Bestimmung der Spannungen an, so wird man zugestehen müssen, dass auch die Deformationsgrößen Δa und Δh der einzelnen Systeme in ähnlicher Weise zusammengefasst und in der combinirten Gestalt mit genügender Genauigkeit zur Ermittlung der Biegungs-Polygone verwendet werden können.

Die Bestimmung der Werthe Δa und Δh gestaltet sich hier in Folge der parallelen Begrenzung des Trägers sehr einfach.

Bei den einzelnen Gurtstücken sind die Größen Δa den Δl gleichwerthig, bei den Diagonalen hinwiederum hat man nur die Werthe Δh zu construiren.

Abgesehen von den im System bedingten und im Vorstehenden angedeuteten Modificationen ist der weitere Rechnungsvorgang derselbe wie im Beispiel I (Fig. 3 und 4).

Die Biegungspolygone der Δa und Δh sind wieder über einander angeordnet, und geben bei Anwendung der gleichen Maassstäbe die Einsenkungen der einzelnen Knoten des Untergurtes in zehnfachem Maassstabe an.

Für die Trägermitte findet man sonach die Durchbiegung mit

$$\frac{207}{10} = 20\cdot7^{\text{mm}}.$$

Die betrachtete Construction wurde auf der k. k. Staatsbahnlinie Rakonitz-Beraun von der Bau-Unternehmung Baron Schwarz ausgeführt, und zeigte bei der behördlichen Erprobung unter einer Belastung, die 4100^{kg} per laufenden Meter gleichkam, eine Einsenkung in der Trägermitte von 22^{mm}.

Diese Construction wiegt 70.000^{kg} an Schmiedeisen; 44.000^{kg} dieses Gewichtes entfallen hiebei auf die beiden Tragwände *).

Fasst man die in den beiden vorstehenden Beispielen bezüglich der Einsenkungen gefundenen Resultate in's Auge und hält dieselben mit den Ausführungsgewichten zusammen, so drängt sich

*) Im Anfange dieses Jahres nahm ich gelegentlich einer officiellen Belastungsprobe Anlass, den Hauptträger der im Zuge der k. k. Donau-Uferbahn gelegenen eingelegigen Donau-Canal-Brücke von 88·9^m Stützweite (vergl. Heft VIII der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines“ vom Jahre 1878) bezüglich seiner Einsenkungsverhältnisse zu untersuchen.

Dieser Träger hat einen kreisförmig gekrümmten Obergurt und doppeltes Fachwerk nach unsymmetrischem System.

Das Resultat der auf die oben beschriebene Weise durchgeführten Rechnung ergab für eine Verkehrslast von 3944^{kg} per laufenden Meter Geleise eine elastische Durchbiegung in der Trägermitte von 37·8^{mm}, während die bei der Belastungsprobe constatirte Einsenkung 38^{mm} betrug.

Wenn sich nun an einer Reihe von Beispielen ähnliche günstige Resultate zeigen, so darf wohl angenommen werden, dass die angeführte Rechnungs-Methode im Allgemeinen auf richtigen Voraussetzungen beruht.

Einem unwillkürlich die Vergleichung der in Anwendung gebrachten Constructions-Systeme auf.

Die Reduction der bei den betreffenden Belastungen thatsächlich eingetretenen Durchbiegungen auf eine gemeinschaftliche Basis, das ist auf die gesetzlich vorgeschriebene Last von 4000^{kg} per laufenden Meter Geleise, gibt für I ein Einsenkungsverhältniss von $\frac{1}{1975}$, für II gleichfalls ein solches von $\frac{1}{1975}$ der Stützweite.

Diese beiden Verhältnisse sind von einander nicht verschieden (zufällig sogar genau übereinstimmend), charakterisiren demnach die beiden Constructionen als in dieser Beziehung gleichwerthig.

Anders dagegen verhält es sich mit den Schmiedeisen-gewichten der in den Stützweiten nur um 2·89^m von einander abweichenden Constructionen.

Während nämlich die beiden Tragwände des Schwedler-Trägers 31.000^{kg} wiegen, besitzen die Tragwände des Parallelträgers ein Gewicht von 44.000^{kg}.

Zur genauen Beurtheilung dieser Differenzen sind jedoch die Gewichtsmengen auf eine gemeinschaftliche Basis zu bringen.

Wählen wir zu diesem Zwecke die Länge 42·39^m als Grundlage, so ergibt sich das Gewicht der Wände eines Schwedler-Trägers dieser Stützweite aus dem für 39·5^m bekannten Werthe zu rund 35.700^{kg}.

Man kömmt sonach zu dem genaueren Resultate, dass unter sonst gleichen Verhältnissen der gerade Träger von 42·39^m Stützweite um 8300^{kg} schwerer ist als der Schwedler-Träger von gleicher Stützweite.

Percentualiter ausgedrückt beträgt sonach das Mehrgewicht der Fachwände des Parallelträgers circa 23%, während die Einsenkungsverhältnisse beider Tragsysteme nahezu die gleichen sind.

Auf die ganze Brücken-Construction bezogen, würde sich das Mehrerforderniss an Schmiedeisen zu etwa 13% ergeben, eine Thatsache, die jedenfalls der eingehenden Beachtung würdig ist, wiewohl zugegeben sein mag, dass in diesem speciellen Falle, wahrscheinlich in Folge constructiver Einzelheiten, die Differenz sich besonders auffallend zu Gunsten des Schwedler-Trägers gestaltet.

Wenn trotzdem die Schwedler-Träger und ähnliche Formen bei uns weniger allgemein als in Deutschland und Holland in Anwendung kommen, so wird dies dem Umstande zuzuschreiben sein, dass viele Constructeure vor den erhöhten Anfertigungskosten zurückschrecken.

In Wirklichkeit ist aber namentlich die Besorgniss, das Schwedler-Träger wesentliche Mehrkosten verursachen, etwas übertrieben.

Da der Träger in der Mitte auf eine grössere Länge gerade ist, so handelt es sich ja nur um die Erschwernisse in der Herstellung einiger Felder der Tragwand, während die Montirung der Constructionen am Bauplatze bei richtiger Disposition ganz und gar nicht erschwert wird.

Nach mehrfach gemachter Erfahrung ist es vollständig genügend, wenn man die Schwierigkeiten der Anarbeitung mit einem Percentsatz von 3% des ganzen Kostenbetrages in Ansatz bringt.

Es erübrigt dann immer noch eine Ersparniss von etwa 10% bei Anwendung des Schwedler-Trägers.

Wenn in den vorstehenden Zeilen die Vergleichung der angeführten Beispiele etwas eingehender behandelt und namentlich die Bedeutung des Schwedler-Trägers für mittlere Stützweiten hervorgehoben wurde, so geschah dies nicht etwa, um die wohl

allseitig bekannte Thatsache der Gewichtsersparniss bei Polygonalträgern breit treten zu wollen, sondern um die anfangs aufgestellte Behauptung zu bekräftigen, dass Untersuchungen dieser Art wohl geeignet sind, das Urtheil nicht allein über die Leichtigkeit, sondern auch über die Zweckdienlichkeit verschiedener Tragformen zu erleichtern und zu klären.

Die Vergleichung der Parallel- und Polygonalträger in ästhetischer Beziehung, aus welcher manche Ingenieure ihre Abneigung gegen die Polygonalträger schöpfen, muss ich hier, als nicht in den Rahmen des Aufsatzes passend, übergehen.

Ich glaube mir jedoch die Bemerkung gestatten zu dürfen, dass mit der grösseren Ausbreitung der polygonalen Tragformen auch in dieser Beziehung andere Anschauungen Platz greifen dürften.

Ueber die neuere Dimensionen-Berechnung.

Von

Dr. Jacob J. Weyrauch,

Professor am königl. Polytechnikum in Stuttgart.

In einem der letzten Hefte dieser Zeitschrift hat Herr Ingenieur Seefehlner von den verschiedenen neueren Methoden der Dimensionen-Feststellung die Launhardt-Weyrauch'sche zur Anwendung empfohlen, dabei aber einer andern Berücksichtigung der Stösse das Wort geredet. Da mich dieselbe Frage ganz kürzlich bei Gelegenheit einer italienischen Uebersetzung meiner „Festigkeit und Dimensionen-Berechnung, Leipzig, Teubner 1876“ beschäftigt hat, so möge es gestattet sein, hier kurz darauf zurückzukommen, und einiges weitere Material zur Beurtheilung der verschiedenen Verfahren beizubringen.

Ist von beiden totalen Grenzbeanspruchungen eines Stabes, welche gleiches oder verschiedenes Vorzeichen haben können, $\max B$ die numerisch grösste, B_g die numerisch kleinste und wird $\frac{B_g}{\max B} = \varphi$ gesetzt, so gibt erwähntes Verfahren die zulässige Beanspruchung per Quadr.-Centimtr. und den nöthigen Nettoquerschnitt:

Für Zug allein oder Druck allein (φ positiv)

$$b = v (1 + m \varphi) \quad F = \frac{\max B}{v (1 + m \varphi)} \quad \dots 1),$$

für Wechsel von Zug und Druck (φ negativ)

$$b = v (1 + n \varphi) \quad F = \frac{\max B}{v (1 + n \varphi)} \quad \dots 2),$$

worin m, n, v vom Material abhängige Constante. Speciell für Eisen kann man setzen $v = 700, m = n = \frac{1}{2}$, so dass dann allgemein

$$b = 700 \left(1 + \frac{\varphi}{2}\right) \quad F = \frac{\max B}{700 \left(1 + \frac{\varphi}{2}\right)} \quad \dots 3).$$

Für praktische Berechnungen ist nur die Formel für F nöthig, und gestaltet sich also jedenfalls kein anderes Verfahren einfacher als das hier in Frage kommende, während ausserdem die Launhardt'sche Formel sich den Wöhler'schen Resultaten am genauesten anschliesst. Wie auch die Zerknickungsgefahr sehr leicht berücksichtigt werden kann, habe ich in der „Zeitschrift des Hannover'schen Architekten- und Ingenieur-Vereins“ gezeigt. Auf die besondern Zahlenwerthe 3) ist kein allzugrosses Gewicht zu legen und findet

sie Jemand für sein Material und seine Zwecke zu gross, so passen ihm vielleicht:

$$b = 640 \left(1 + \frac{\varphi}{2}\right) \quad F = \frac{\max B}{640 \left(1 + \frac{\varphi}{2}\right)} \quad (4),$$

womit man nur einen etwas grösseren Sicherheits-Coefficienten als in Gleichung 3) wählt.

Es mögen nun zunächst zwei Tabellen folgen, welche die Veränderlichkeit von b bei den verschiedenen Methoden vollständig übersehen lassen.

I. Zug allein oder Druck allein.

Verfahren	φ_0	$\varphi = 0$	$\varphi = \frac{1}{4}$	$\varphi = \frac{1}{2}$	$\varphi = \frac{3}{4}$	$\varphi = 1$
Gerber	φ	646	794	998	1271	1600
	$\frac{\varphi + 1}{2}$	584	670	741	780	1600
	1	703	891	1140	1402	1600
Schäffer	φ	646	794	998	1271	1600
	$\frac{\varphi + 1}{2}$	680	845	1067	1333	1600
	1	704	892	1140	1402	1600
Winkler	φ	592	692	832	1044	1400
	$\frac{\varphi + 1}{2}$	632	733	871	1074	1400
	1	678	779	914	1106	1400
Seefehlner	beliebig	600	750	937	1178	1500
Ritter	beliebig	600	686	800	960	1200
Launhardt	beliebig	800	900	1000	1100	1200
Weyrauch 3) 4)	beliebig	700	787	875	962	1050
	"	640	720	800	880	960

II. Wechsel von Zug und Druck.

Verfahren	φ_0	$\varphi = 0$	$\varphi = -\frac{1}{4}$	$\varphi = -\frac{1}{2}$	$\varphi = -\frac{3}{4}$	$\varphi = -1$
Gerber	φ	646	538	459	399	351
	$\frac{\varphi}{2}$	646	513	424	361	315
	0	646	517	431	369	323
	$\frac{1}{2}$	584	486	412	358	315
	1	703	569	474	404	351
Schäffer	φ	646	538	459	399	351
	$\frac{\varphi}{2}$	646	544	464	403	354
	0	646	550	469	406	356
	$\frac{1}{2}$	680	563	473	405	354
	1	704	573	474	404	351
Winkler	φ	592	518	460	413	376
	$\frac{\varphi}{2}$	592	525	471	428	391
	0	592	556	523	495	408
	$\frac{1}{2}$	632	591	555	522	427
	1	678	636	590	553	448
Seefehlner	beliebig	600	477	375	288	214
Ritter	beliebig	600	526	458	400	351
Amerika	beliebig	700	560	467	400	350
Weyrauch 3) 4)	beliebig	700	612	525	437	350
	"	640	560	480	400	320

Ein Stab kann durch die feste Last eine Beanspruchung B_c und durch die Verkehrslast grösster Beanspruchungen B_v , B'_v verschiedenen Vorzeichens erleiden. Es seien ausgedrückt

$$\varphi_0 = \frac{B_c}{\max B_v}$$

φ wie oben. φ_0 kann variiren von φ bis 1, für die Gurtungen von Balkenbrücken ist $\varphi_0 = \varphi$.

Bei Gerber variiren die Werthe von b mit φ_0 in unregelmässiger, nicht wohl anzunehmender Weise. Dies hat darin seinen Grund, dass Gerber den Querschnitt eines Stabes, welcher die bleibende Beanspruchung B_c und die entgegengesetzten Verkehrsbeanspruchungen B_v , B'_v erleidet, gleich der Querschnittsumme zweier Stäbe von den Beanspruchungen B_c , B_v und B_c , B'_v setzt, während das Wöhler'sche Gesetz die Berücksichtigung der ganzen Spannungsdifferenz auf einmal verlangt.

Schäffer, welcher die Grundlagen des Gerber'schen Verfahrens beibehalten, aber den erwähnten Missstand vermieden hat, muss natürlich immer dann gleiche Werthe wie Gerber erhalten, wenn die Gerber'sche Zerlegung in zwei Stäbe nicht zur Geltung kommt, d. h. wenn eine der Beanspruchungen B_v , B'_v gleich Null und damit $\varphi_0 = \varphi$ oder 1 ist. In allen anderen Fällen aber liefern beide Verfahren verschiedene b , was mehrfach bestritten wurde.

Winkler behandelt bekanntlich Zug und Druck verschieden, was auch in Tabelle II, Colonne für $\varphi = -1$ hervortritt, denn andernfalls müssten sich dort wie bei Gerber und Schäffer für symmetrisch zu 0 angesetzte Werthe von φ , gleiche b ergeben. Die Wahl einer kleinern Tragfestigkeit für Druck als für Zug ($\frac{6}{7}$ so gross) dürfte sich nach den neueren Versuchen kaum rechtfertigen lassen*).

Winkler gibt eine Formel für den Fall, dass $\max B$ —Zug und eine für den, dass es Druck bedeutet. In den Tabellen ist die erstere verwendet**). Für Wechsel zwischen gleich grossem Zug und Druck und bestimmtem Werthe von B_c sollten aber beide Formeln gleiche b liefern, da man dann den Zug oder den Druck als $\max B$ annehmen kann. In Wirklichkeit ergeben sich bei $\varphi = -1$, wenn der Zug als $\max B$ gewählt wird,

$$\text{für } \varphi_0 = -1 \quad -\frac{1}{2} \quad 0 \quad \frac{1}{2} \quad 1$$

$$b = 376 \quad 391 \quad 408 \quad 427 \quad 448$$

und wenn der Druck als $\max B$ angenommen wird, weil dann in obigen Fällen

$$\varphi_0 = 1 \quad \frac{1}{2} \quad 0 \quad -\frac{1}{2} \quad -1$$

$$b = 439 \quad 416 \quad 396 \quad 377 \quad 360,$$

so dass Differenzen bis zu 17.5% gegen die mittleren Werthe aus beiden Formeln eintreten können. Wollte man aber, wie es Winkler freistellt, auch bei $\max B$ —Druck die von Winkler für $\max B$ —Zug gegebene Formel anwenden,

*) Weyrauch, Dimensionen-Berechnung, 1876, S. 15.

**) Die Tabelle gibt die nach den Festsetzungen Winkler's mit Berücksichtigung der Bemerkungen Hermannsky's („Wochenschrift“ 1877, S. 263) folgenden genauen b , während die Winkler'schen Formeln für den Querschnitt F etwas abgerundet sind.

so würde es sich bei Wechsel zwischen gleich grossem Zug und Druck wieder fragen, ob man den Zug oder den Druck als $\max B$ bezeichnen will, im zweiten Falle würde φ_0 das umgekehrte Vorzeichen erhalten wie im ersten, und könnten auch hier Differenzen bis zu 17.5% vorkommen. Dem von Winkler für die Arbeitsfestigkeit a angenommenen Gesetz kann man, abgesehen von dem, was Winkler selbst dagegen anführt, schon deshalb schwer zustimmen, weil bei Entnahme eines solchen Gesetzes nur Versuche mit gleichem Material und möglichst unter gleichen Verhältnissen vorgenommen, berücksichtigt werden sollten. Für ungehärteten Krupp'schen Federgussstahl von 500 Ctr. Ursprungsfestigkeit und mindestens 1100 Ctr. Tragfestigkeit per Quadrat-Zoll rheinisch, mit welchem die vollständigsten Versuche angestellt wurden, geben bei

$$\text{Anfangsspannungen} \quad c = 0 \quad 250 \quad 400 \quad 600 \quad 1100$$

$$\text{Wöhler's Versuche*)} \quad a = 500 \quad 700 \quad 800 \quad 900 \quad (1100)$$

$$\text{Launhardt's Gesetz**) } a = 500 \quad 711 \quad 800 \quad 900 \quad 1100$$

$$\text{Winkler's Gesetz***) } a = 500 \quad 612 \quad 680 \quad 770 \quad 995.$$

Die unter „Ritter“ angeführten Tabellenwerthe beziehen sich auf die Abhandlung von Fr. Ritter in der „Wochenschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins“, 1877, die unter „Launhardt“ angeführten auf die ursprünglich von Launhardt gewählten Zahlenwerthe.

Erleiden zwei Stäbe gleiche Beanspruchungen $\max B$ und B_c , so liefern nach Ausweis der Tabelle I die Formeln von Schäffer und Winkler für denjenigen Stab den kleinsten Querschnitt, welcher die grösste bleibende Beanspruchung auszuhalten hat. Bei Gerber gilt dasselbe, so weit nicht durch die erwähnte Zerlegung der Spannungsdifferenz ein entgegengesetzter Einfluss überwiegend ist. Dies etwas paradox klingende Resultat rührt von der Art der Berücksichtigung der Stösse her. Da letztere wesentlich durch die Verkehrslast bedingt sind, so ziehen genannte Autoren die vorübergehenden Beanspruchungen mit dem $w = (1 + \eta)$ -fachen Betrage in Rechnung. Ich bin mit Herrn Seefehlner darin einverstanden, dass dies Vorgehen Manches für sich hat, glaubte aber doch vorläufig davon absehen und die Stösse in dem allgemeinen Sicherheits-Coefficienten mitberücksichtigen zu sollen. Folgende Gründe waren dabei massgebend:

1. Der Einfluss der Spannungsdifferenzen ist bei Brücken-Constructions, wo oft Stunden zwischen den Beanspruchungen hingehen, jedenfalls bedeutend geringer als bei den Wöhler'schen Versuchen, wo alle Beanspruchungen sehr rasch aufeinander folgten, und es lässt sich dies, da nach den Wöhler'schen Resultaten gerechnet werden muss, durch Division des Einflusses der Verkehrslast mit $w_1 = (1 + \eta_1)$ berücksichtigen;

2. wir haben noch kein Urtheil über den Einfluss der Dauer der Beanspruchungen, und nahm z. B. Fairbairn an, das derselbe ein ungünstiger sei, in welchem Falle die bleibende Beanspruchung gegenüber der vorübergehenden

*) Wöhler, Die Festigkeitsversuche, Berlin, Ernst & Korn, 1870, S. 7.

**) Weyrauch a. a. O. S. 10.

***) Winkler's Aufsatz, Formel 5.

mit einem $w_2 = (1 + \eta_2)$ -fachen Betrage in Rechnung kommen würde;

3. bei gesonderter Behandlung der bleibenden und vorübergehenden Beanspruchung wird die statische Berechnung umständlicher, weil für jeden Constructionstheil nicht nur zwei Beanspruchungen $\max B$ und B_g , sondern noch die bleibende Beanspruchung B_c für sich festgestellt werden muss.

Nehmen wir an, dass die Stösse die Multiplication von B_v mit $w = 1 + \eta$ zweckmässig machen, so würde noch Punct 1) und 2) in Rechnung zu ziehen sein

$$B = w_2 B_c + \frac{w}{w_1} B_v = \frac{w}{w_1} \left(\frac{w_1 w_2}{w} B_c + B_v \right).$$

Indem man nun B_c und B_v mit den einfachen Werthen einführt und die Stösse in dem allgemeinen Sicherheits-Coefficienten mit berücksichtigt, setzt man $\frac{w_1 w_2}{w} = 1$, wie es bei dem Mangel besserer Anhaltspuncte am gerathensten erscheint. Dabei mag immerhin w_2 nahezu gleich 1 sein.

Punkt 1) hat Manchem die Frage eingegeben, ob überhaupt bei Brücken-Constructions die Wöhler'schen Resultate zu berücksichtigen seien. Ein Zweifel hierüber kann nicht bestehen, ich glaube aber vollkommen genug zu thun, wenn ich der bleibenden Beanspruchung nur den gleichen Einfluss wie einen ebenso grossen vorübergehenden und keinen grösseren zuschreibe; einen geringeren anzunehmen, wenn auch wegen der Stösse, wie es Gerber, Schäffer, Winkler thun, dürfte zu weit gehen. Dass diese Autoren die bleibende Beanspruchung etwas zu stiefmütterlich behandeln, tritt auch darin hervor, dass die betreffenden Methoden für ruhende Beanspruchung allein auf $b = 1600$, 1600 , 1400 führen, welche an der Elasticitätsgrenze liegenden Werthe wohl Niemand bei Constructions von unbeschränkter Dauer im Ernste zur Anwendung bringen will. Gerade darin aber liegt ein Kriterium der gleichmässigen Berücksichtigung aller Einflüsse, dass man für alle Fälle brauchbare Werthe erhält.

Indessen bin ich weit entfernt, meine Ansicht Jemand aufdringen zu wollen, und habe schon in oben erwähnter Uebersetzung (von Gaetano Crugnola) gezeigt, wie man nach dem Launhardt-Weyrauch'schen Verfahren in einfachster Weise die Stösse auch durch Einführung eines mehrfachen Betrages der vorübergehenden Beanspruchung berücksichtigen kann. Man setzt mit Berücksichtigung der Vorzeichen (Zug positiv, Druck negativ):

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= B_c + (1 + \eta) B_v \\ B_2 &= B_c + (1 + \eta) B'_v \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 5)$$

bezeichnet den Quotienten des numerisch kleinsten zum numerisch grössten dieser Werthe durch ψ und hat dann, je nachdem ψ positiv oder negativ wird, den nöthigen Querschnitt, beziehungsweise

$$F = \frac{B}{b} = \frac{B}{v (1 + m \psi)} \dots \dots \dots 6),$$

$$F = \frac{B}{b} = \frac{B}{v (1 + n \psi)} \dots \dots \dots 7),$$

worin B der grösste Zahlenwerth beider Beanspruchungen B_1, B_2 . Für Eisen könnte man hier, nachdem die Stösse schon

berücksichtigt sind, etwa setzen $v = 800$, $m = n = \frac{1}{2}$, so dass dann allgemein

$$F = \frac{B}{800 \left(1 + \frac{\psi}{2} \right)} \dots \dots \dots 8).$$

Ferner würde mit Rücksicht auf das unter 1) und 2) Gesagte als genügend gelten können bei Eisenbahnbrücken $\eta = 0.25$, bei Strassenbrücken $\eta = 0.20$.

Ein Gurtungsstab einer Eisenbahnbrücke erfahre die Beanspruchungen:

$$\max B = + 30000, B_g = B_c = + 10000$$

$$\text{oder } B_v = + 20000, B'_v = 0, B_c = + 10000;$$

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= 10000 + \frac{5}{4} 20000 = 35000 \\ B_2 &= 10000 \end{aligned} \right\} \psi = + \frac{2}{7}$$

$$F = \frac{35000}{800 \left(1 + \frac{1}{7} \right)} = 38.28 \square \text{ cm.}$$

Nach Schäffer erhält man 35.09, nach Winkler 41.04.

Ein anderer Stab erleide die Beanspruchungen:

$$\max B = + 40000, B_g = - 20000, B_c = + 10000$$

$$\text{oder } B_v = + 30000, B'_v = - 30000, B_c = + 10000;$$

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= 10000 + \frac{5}{4} 30000 = 47500 \\ B_2 &= 10000 - \frac{5}{4} 30000 = - 27500 \end{aligned} \right\} \psi = - \frac{11}{19}$$

$$F = \frac{47500}{800 \left(1 - \frac{11}{38} \right)} = 83.57 \square \text{ cm.}$$

Nach Schäffer und Winkler ergeben sich beziehungsweise 84.88 und 81.07.

Formel 8) gestattet für ruhende Belastung $b = 1200$ (Gerber und Schäffer 1600, Winkler 1400), wenn $B_c = 0$ und nach jeder Beanspruchung der spannungslose Zustand eintritt $b = 640$ (Gerber und Schäffer 646, Winkler 592), wenn $B_c = 0$ und Wechsel zwischen gleich grossem Zug und Druck stattfinden $b = 320$ (Gerber 323, Schäffer 356, Winkler 408 und 396). Uebrigens lege ich auch hier auf die speciellen Zahlenwerthe kein übermässiges Gewicht, da bei ihrer Festsetzung, ganz wie in der älteren Dimensionirungs-Methode, die Erfahrungen und das praktische Gefühl des Einzelnen in Betracht kommen.

Die zuletzt dargelegte Methode besteht darin, mit den fingirten Beanspruchungen B_1, B_2 genau ebenso vorzugehen, wie im gewöhnlichen Launhardt-Weyrauch'schen Verfahren mit den einfachen Grenzbeanspruchungen. Von diesem Standpuncte aus habe ich auch dem in der hannover'schen Zeitschrift über die Berücksichtigung der Zerknickungsgefahr und in meiner „Dimensionen-Berechnung“ über das besondere Vorgehen bei Blechträgern, continuirlichen Trägern, Nietverbindungen u. s. w. Gesagten kein Wort zuzufügen.

Fig. 1.

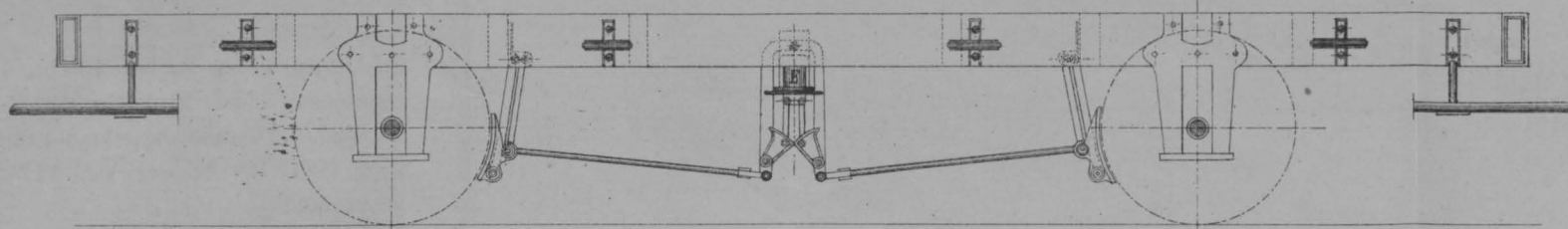


Fig. 2.

Westinghouse's 1^{tes} System ohne Intercommunications-Einrichtung.

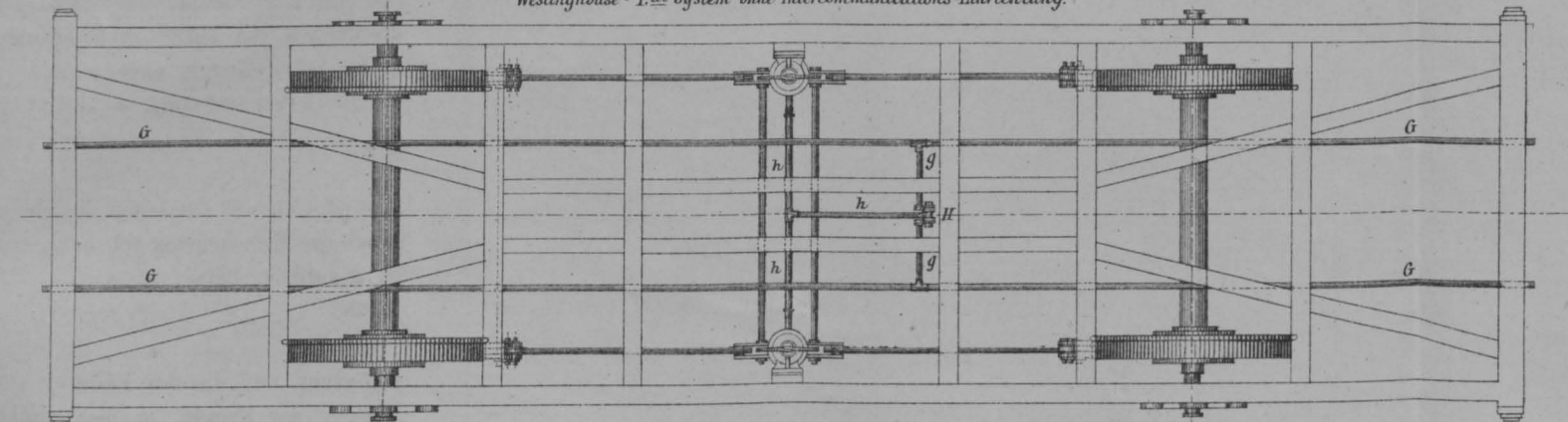


Fig. 3.

Westinghouse's 1^{tes} System mit Intercommunication.

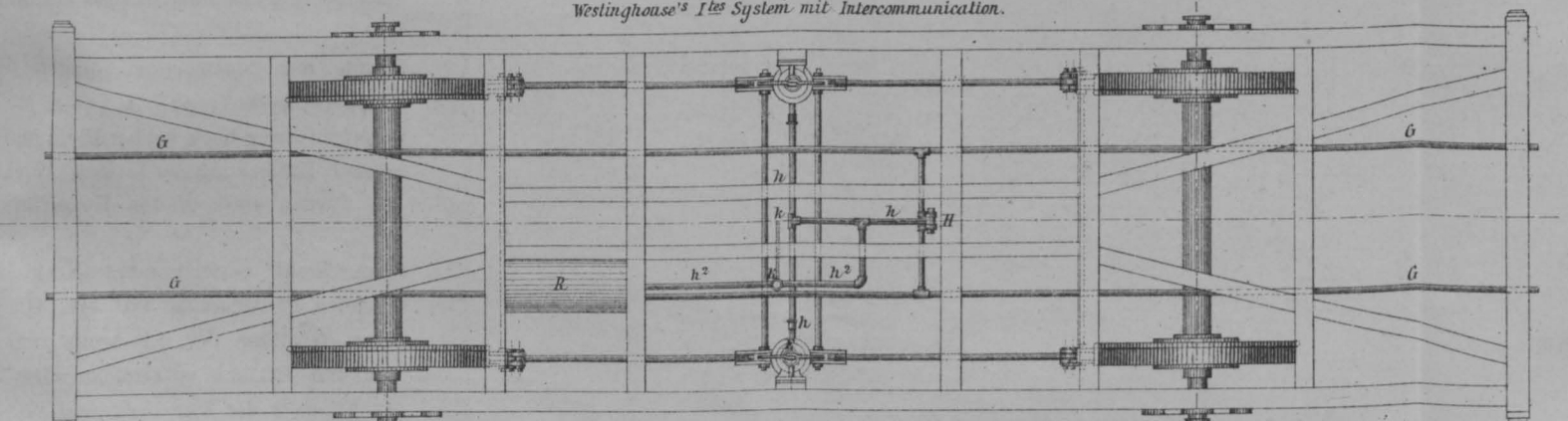
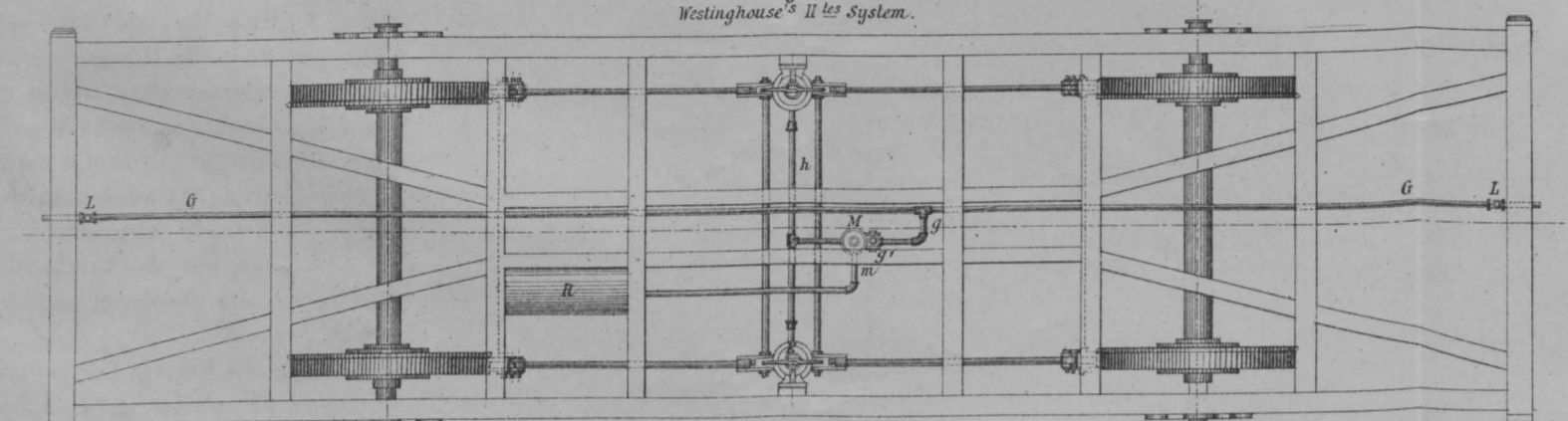


Fig. 7.

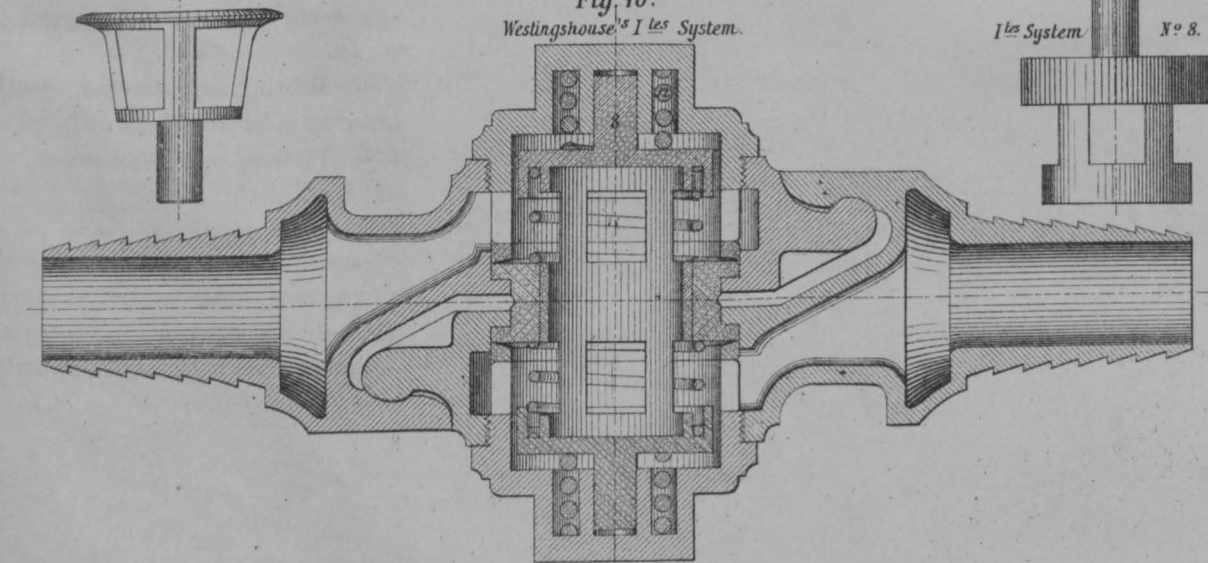
Westinghouse's 2^{tes} System.



2^{tes} System N^o 7.

Fig. 10.

Westinghouse's 1^{tes} System.



1^{tes} System N^o 8.

Fig. 12.

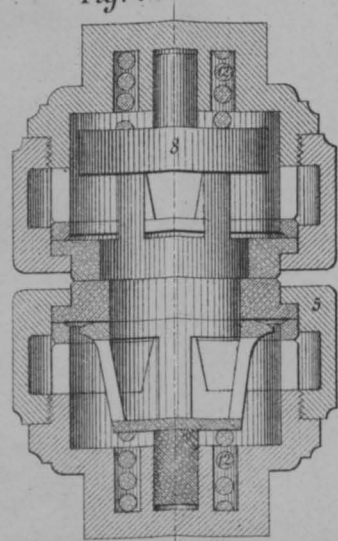


Fig. 11.

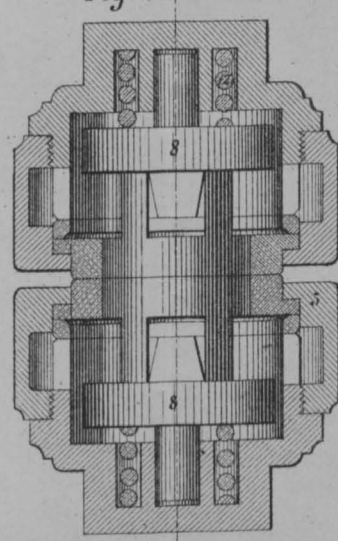


Fig. 14.

Leckventil.

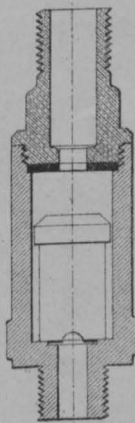


Fig. 18.

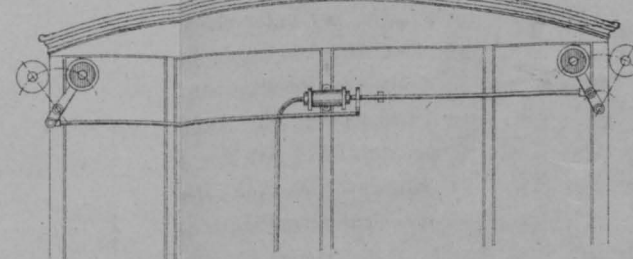
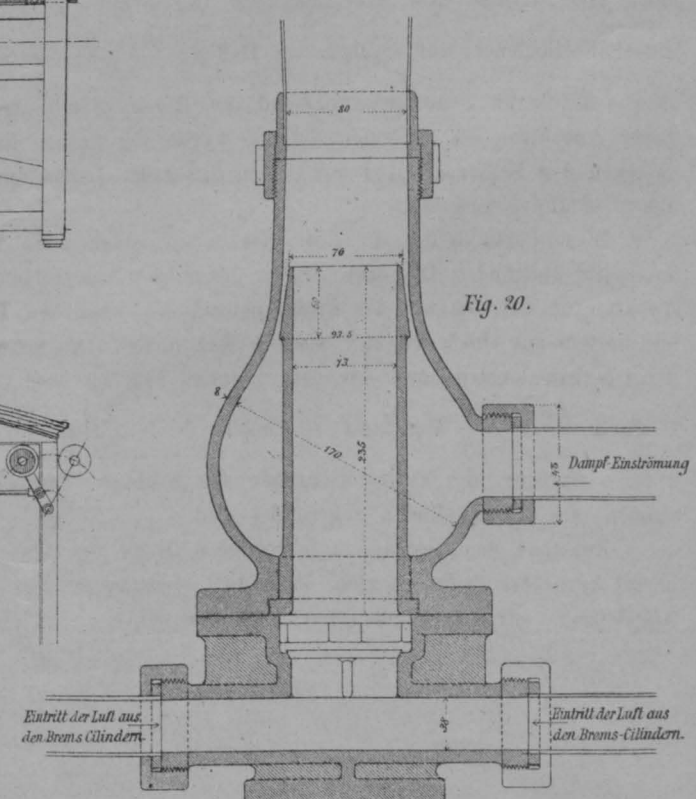


Fig. 20.



R. v. Waldheim art. Anst. Wien.

Fig. 4.

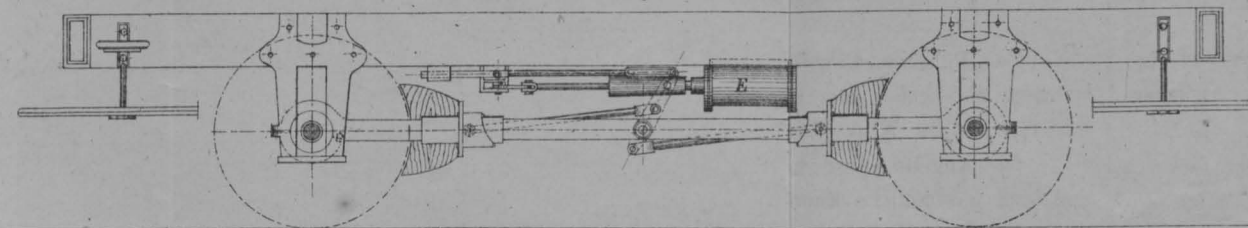


Fig. 5.

Westinghouse's 1^{tes} System ohne Intercommunication.

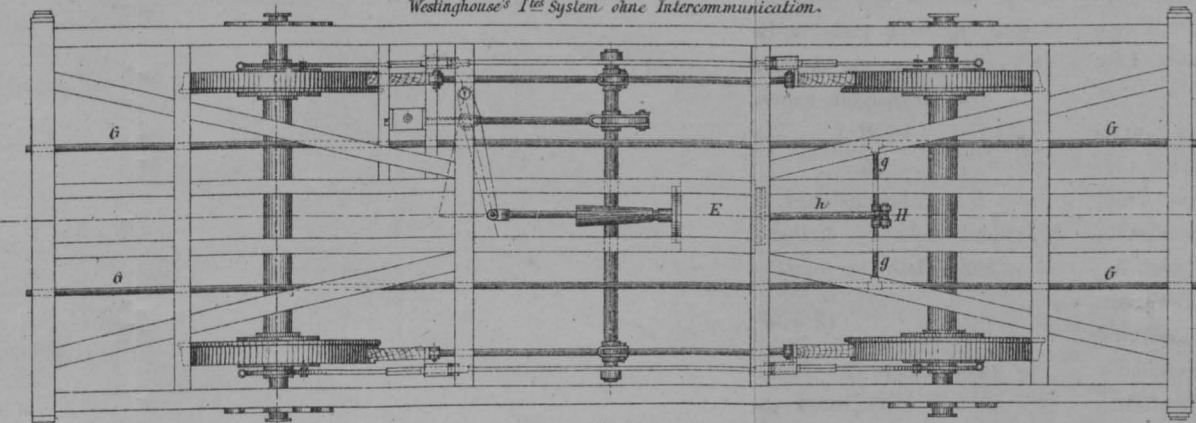


Fig. 6.

Westinghouse's 1^{tes} System mit Intercommunication.

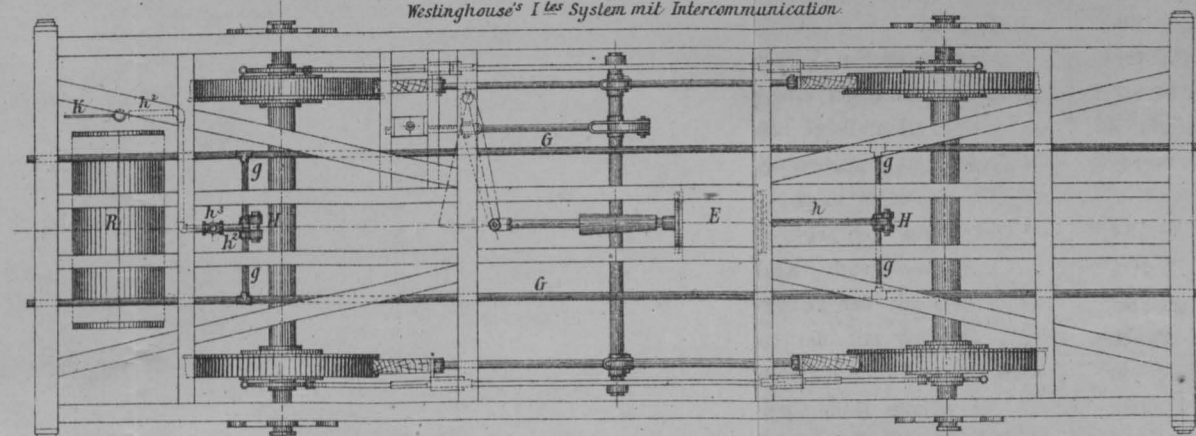
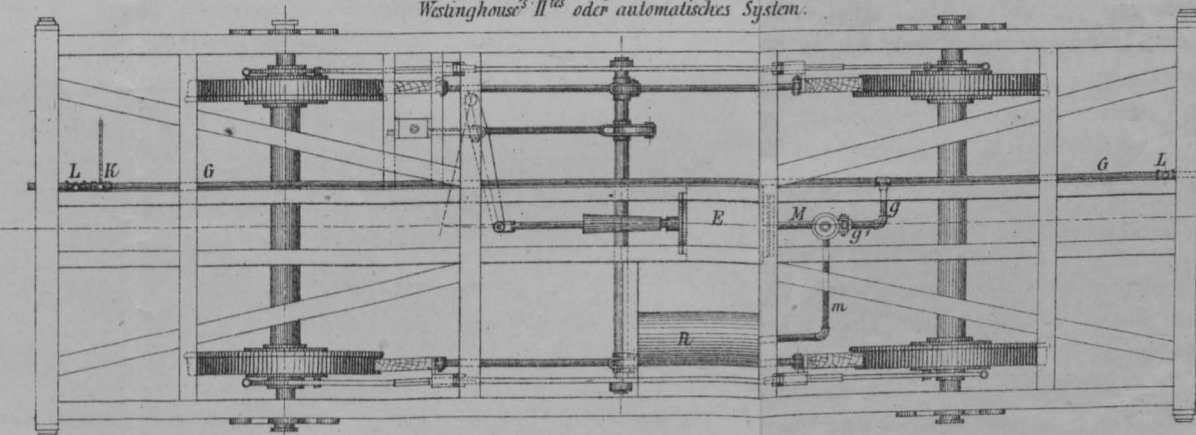


Fig. 8.

Westinghouse's 2^{tes} oder automatisches System.



WESTINGHOUSE'S AUTOMATISCHE BREMSE. (II^{tes} System.)

Fig. 15.

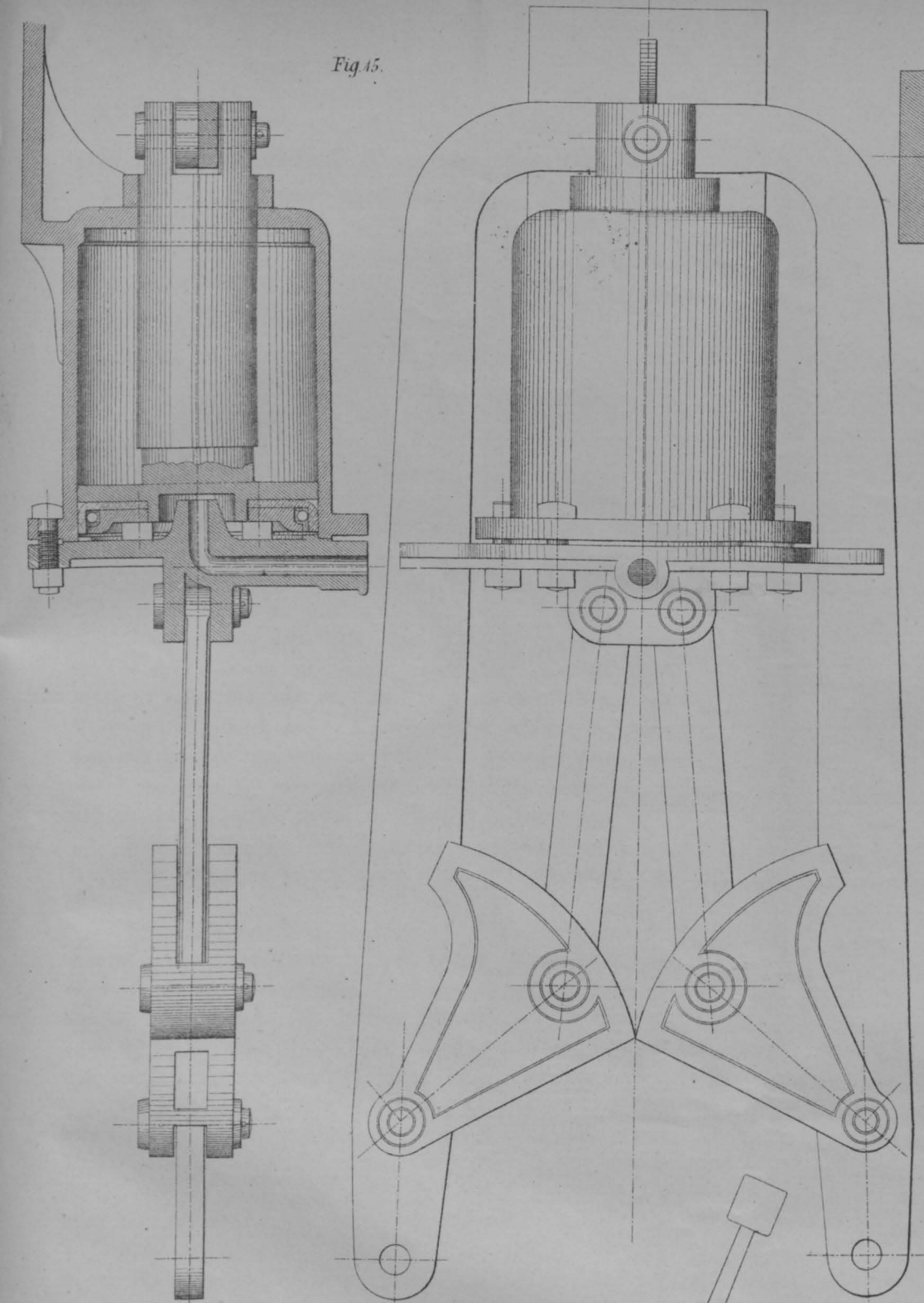
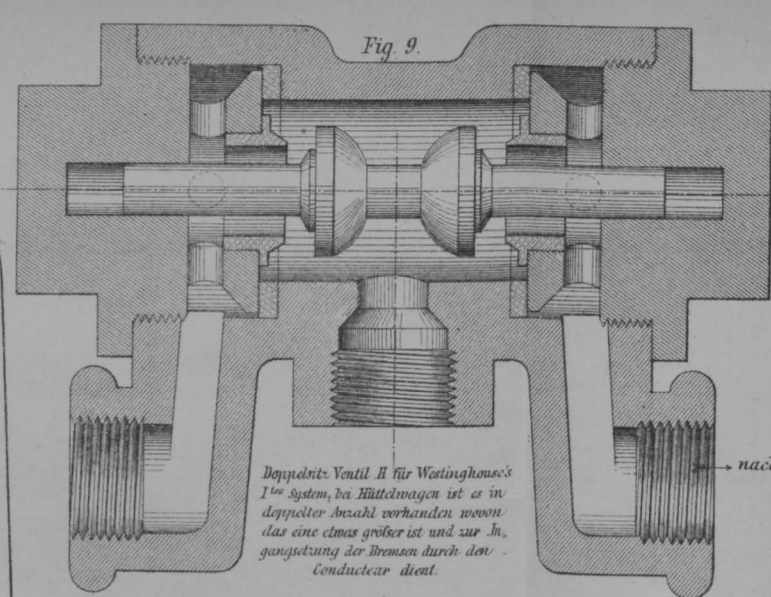


Fig. 9.



Doppelste Ventil B für Westinghouse's 1^{tes} System, da Hülfsventil ist es in doppelter Anzahl vorhanden wovon das eine etwas größer ist und zur In-gangsführung der Bremsen durch den Conductor dient.

Fig. 13 Ventil K.

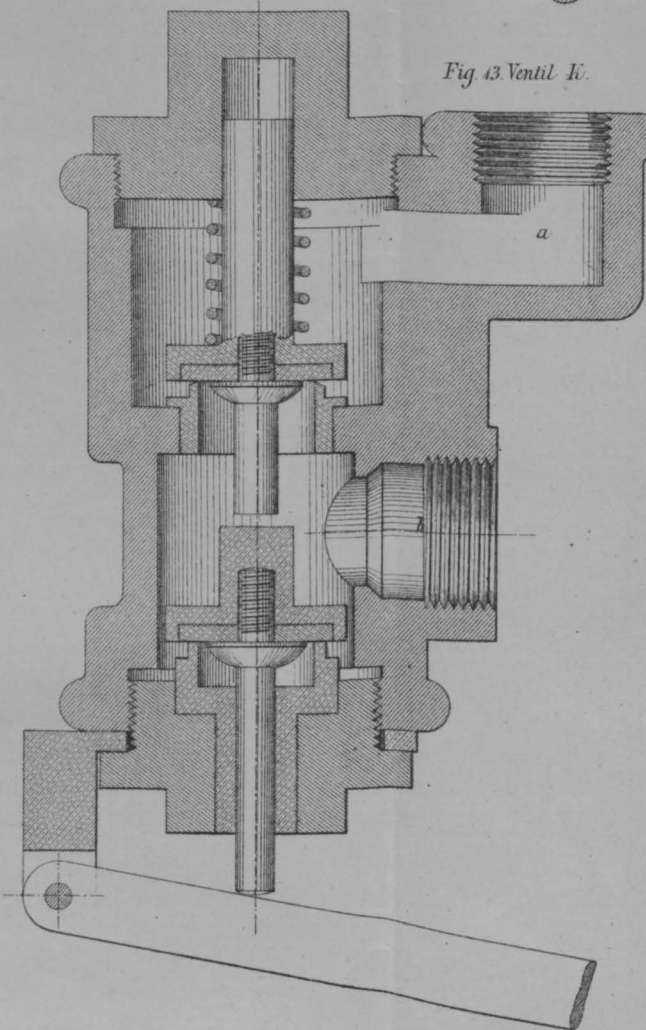
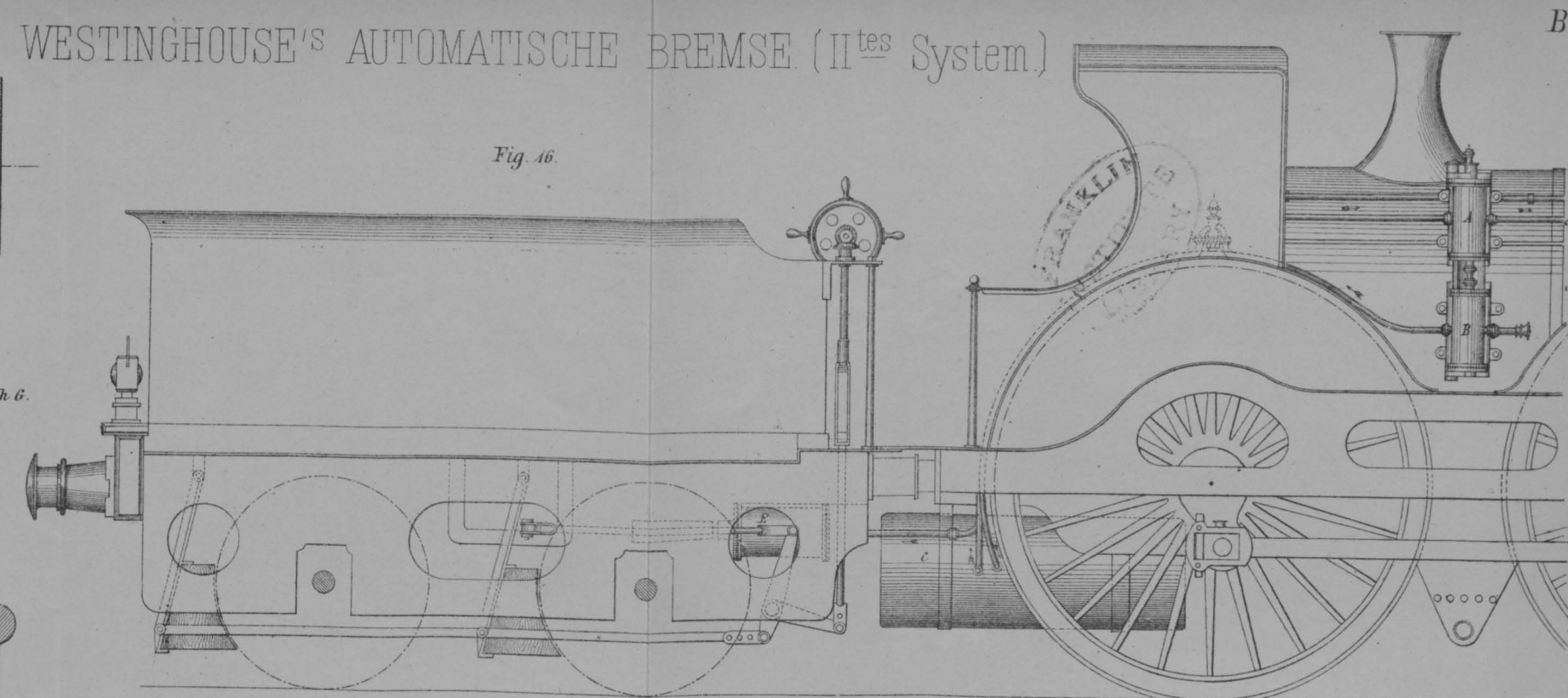
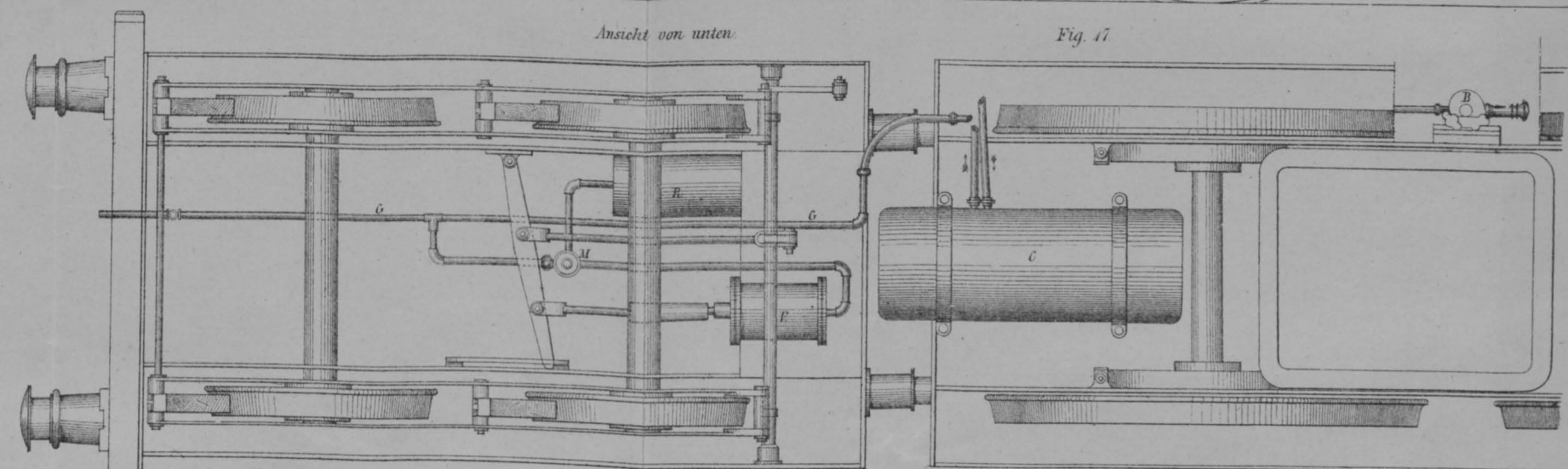


Fig. 16.



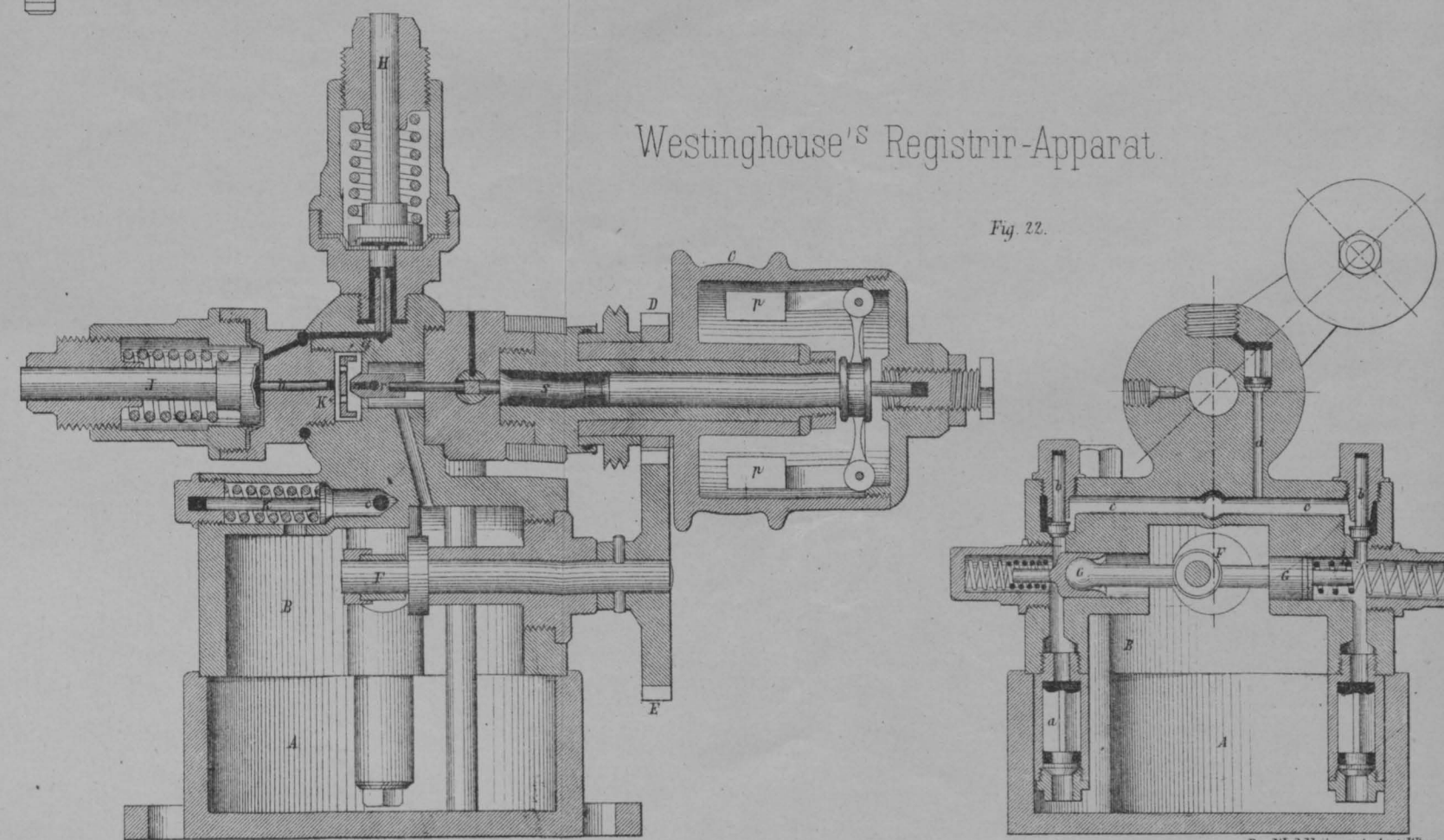
Ansicht von unten.

Fig. 17.



Westinghouse's Registrir-Apparat.

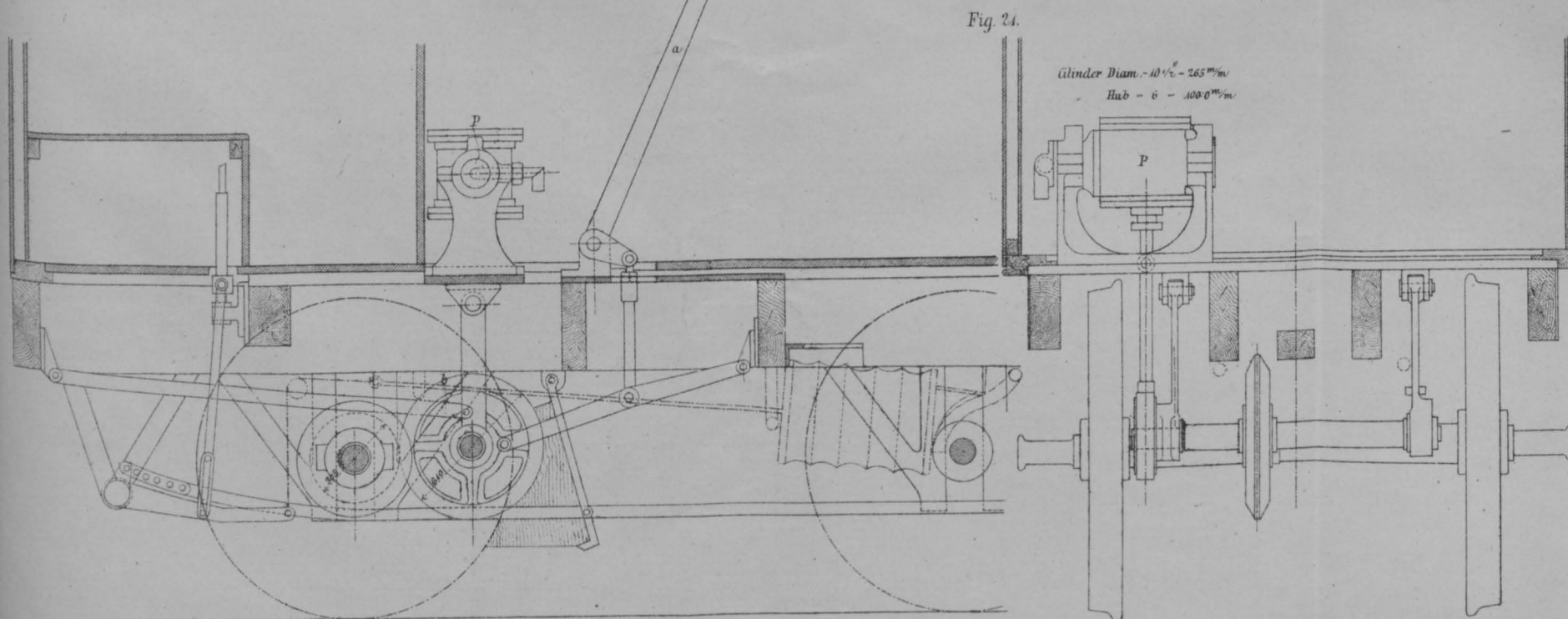
Fig. 22.



R. v. Waldheim. art. Anst. Wien.

Fig. 24.

Cylinder Diam. = 40 1/2" = 265 mm.
Hub = 6" = 152 mm.



I. Schwedler-Träger von 39.5^m Stützweite.

Fahrbahn „unten“ eingleisig.

Bestimmung der Einsenkungen auf geometrischem Wege.

Probelast per laufenden Meter Geleise: 3600^{kg}.

Fig. 2

Kräfteplan

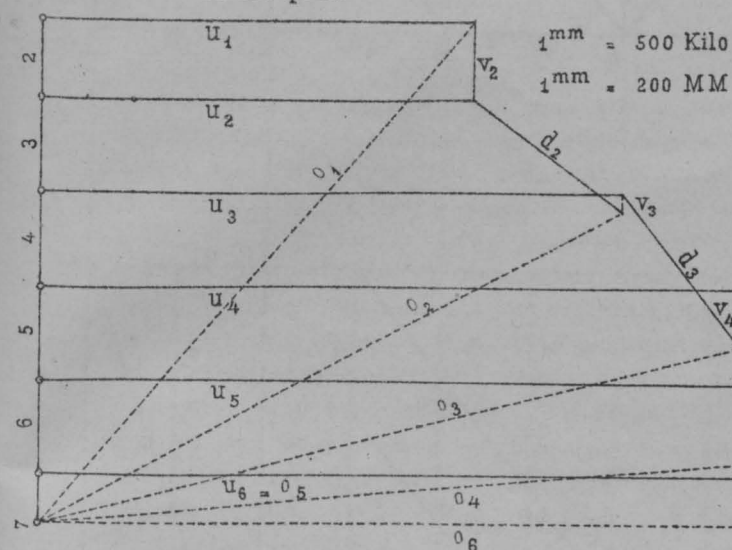


Fig. 4

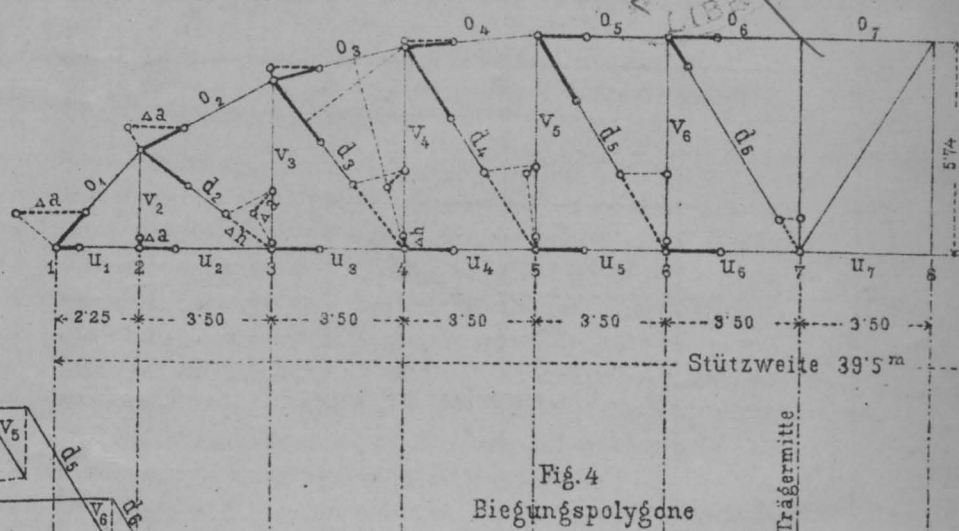
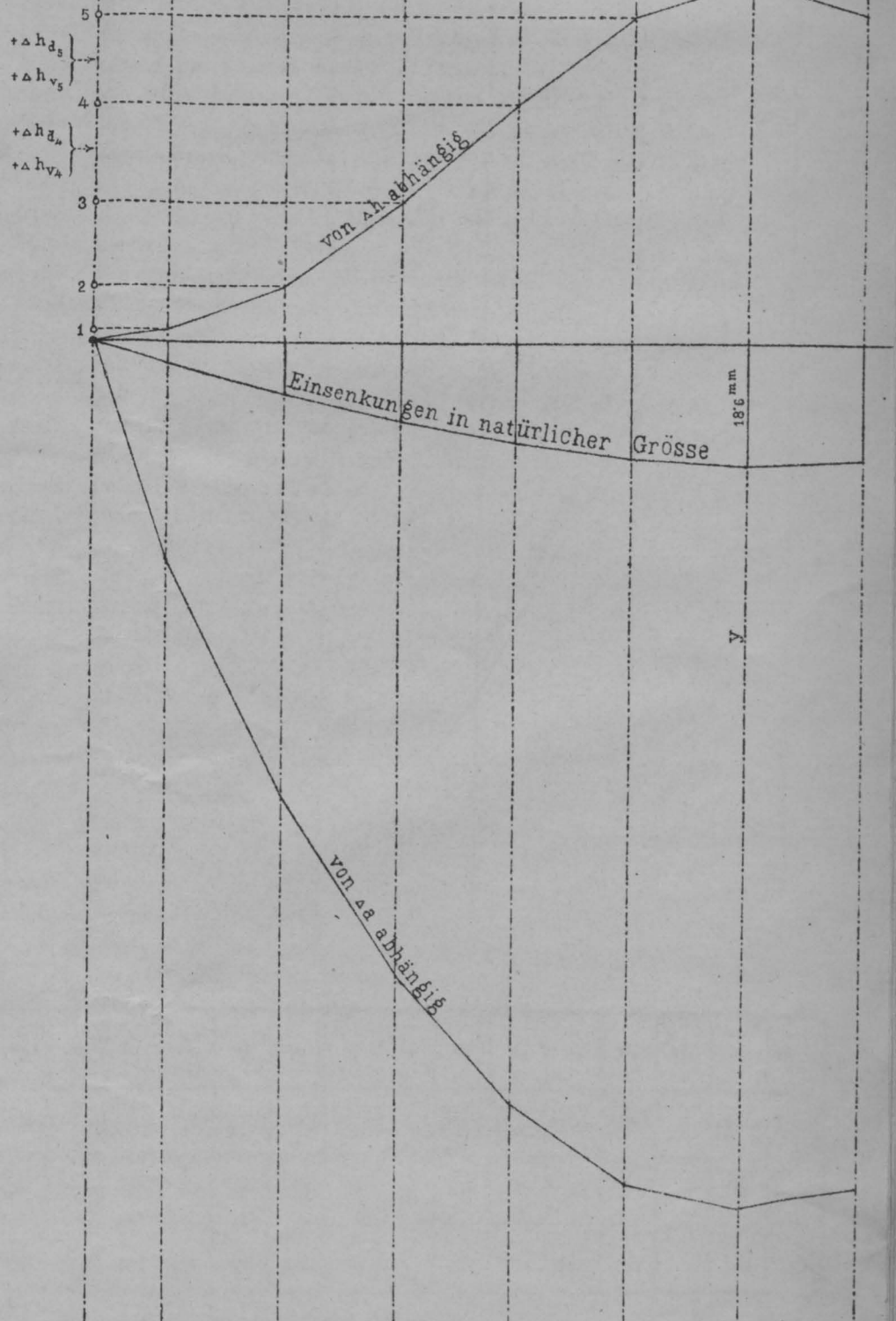
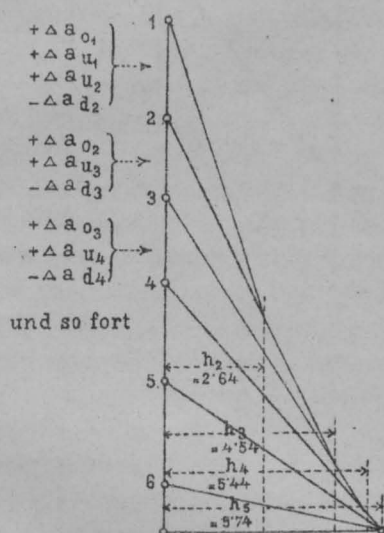


Fig. 3.



Ober- gurt- stück	Span- nung in Kilogr.	Quer- schnitt in Cent.	Inan- spruch- nahme in Kilgr. per Cent.
o_1	44100	130	339
o_2	43800	137	320
o_3	48000	145	331
o_4	53700	152	353
o_5	59300	159	373
o_6	61300	166	370

Unter- gurt stück	Span- nung in Kilogr.	Quer- schnitt in Cent.	Inan- spruch- nahme in Kilgr. per Cent.
u_1	28500	104	274
u_2	28500	104	274
u_3	38500	104	370
u_4	46400	124	374
u_5	53500	143	374
u_6	59300	143	415

Zusammenstellungen der Spannungen, Querschnitte, und Inanspruchnahmen der Constructionsglieder.

Diagonalen	Span- nung in Kilogr.	Quer- schnitt in Cent.	Inan- spruch- nahme in Kilgr. per Cent.
d_2	18400	34	365
d_3	12800	36	356
d_4	13000	38	342
d_5	11000	36	306
d_6	3800	26	146

Verticale	Span- nung in Kilogr.	Quer- schnitt in Cent.	Inan- spruch- nahme in Kilgr. per Cent.
v_2	5175	49	106
v_3	1100	49	22
v_4	3700	49	76
v_5	4600	60	77
v_6	3150	49	64

II. Parallel-Träger von 42.39^m Stützweite.

Bl. 37.

Fahrbahn „unten“ eingleisig.

Fig. 1

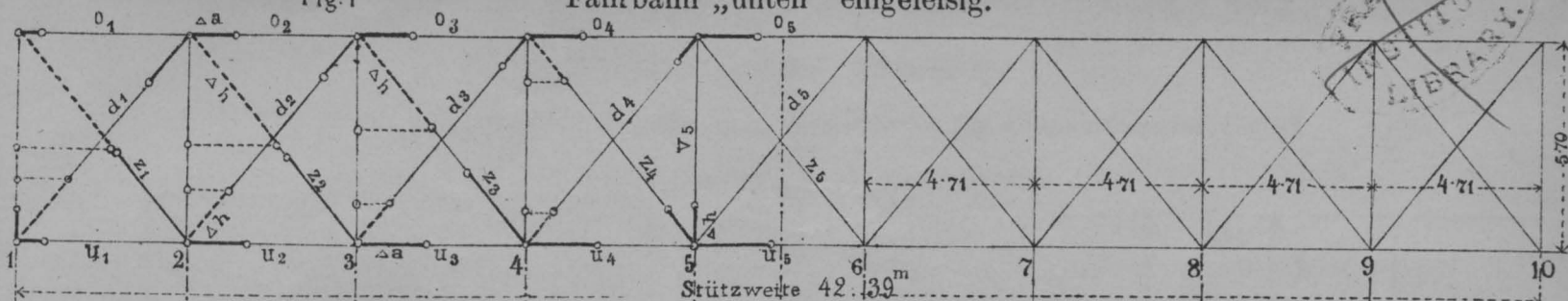
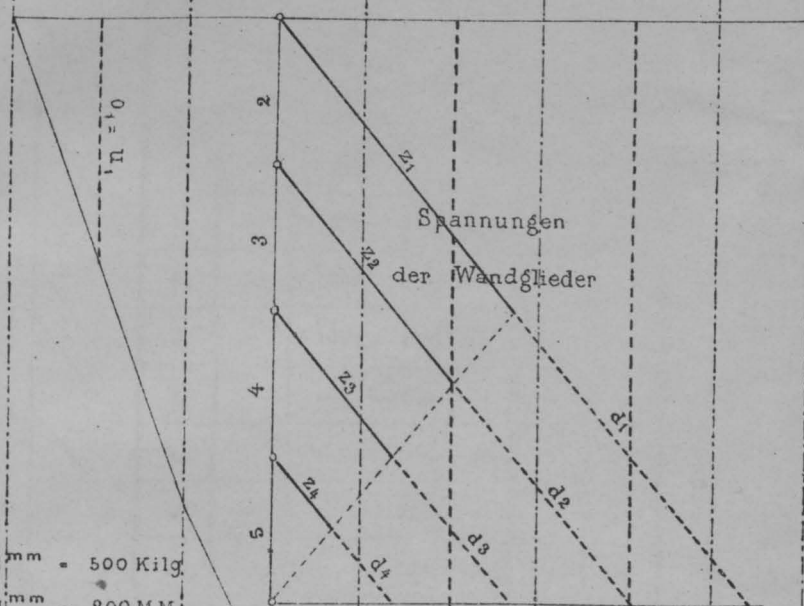
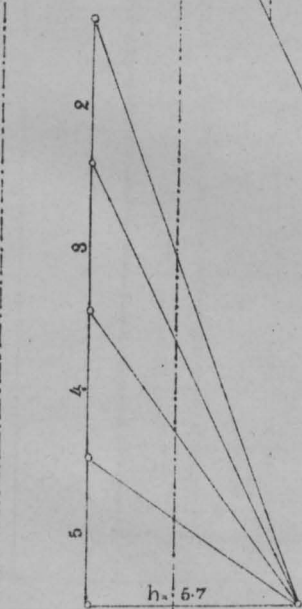


Fig. 2



1 mm = 500 Kilg.
1 mm = 200 M.M.

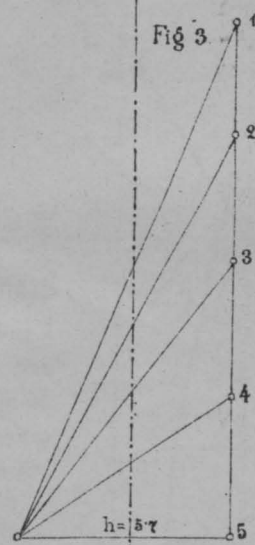


von Δh abhängig

Fig. 4.
Biegungspolygone

Einsenkungen in natürlicher Grösse.

Fig. 3



von Δa abhängig

Constructionstheile	o_1	o_2	o_3	o_4	o_5	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	v_1	$v_{2,3...}$
Spannung in Kilogr.	16250	44000	64250	76750	80750	16250	44000	64250	76750	80750	25000	18750	12500	6250	0	25000	18750	12500	6250	0	19300	4825
Querschnitt in Quadr.-Centim.	126	161	196	231	231	98	126	154	182	182	60	48	38	40	0	110	98	88	51	—	130	27
Inanspruchnahme in Kilogr. per Quadr.-Centim.	129	273	327	332	350	166	349	417	422	444	417	391	329	156	0	227	191	142	123	—	149	179

Bestimmung der Einsenkungen auf geometrischem Wege.

Probeklast per laufenden Meter Geleise; 4100^{kg}.

Schwedler-Träger von 39⁵^m Stützweite.

Fahrbahn „unten“ eingleisig.

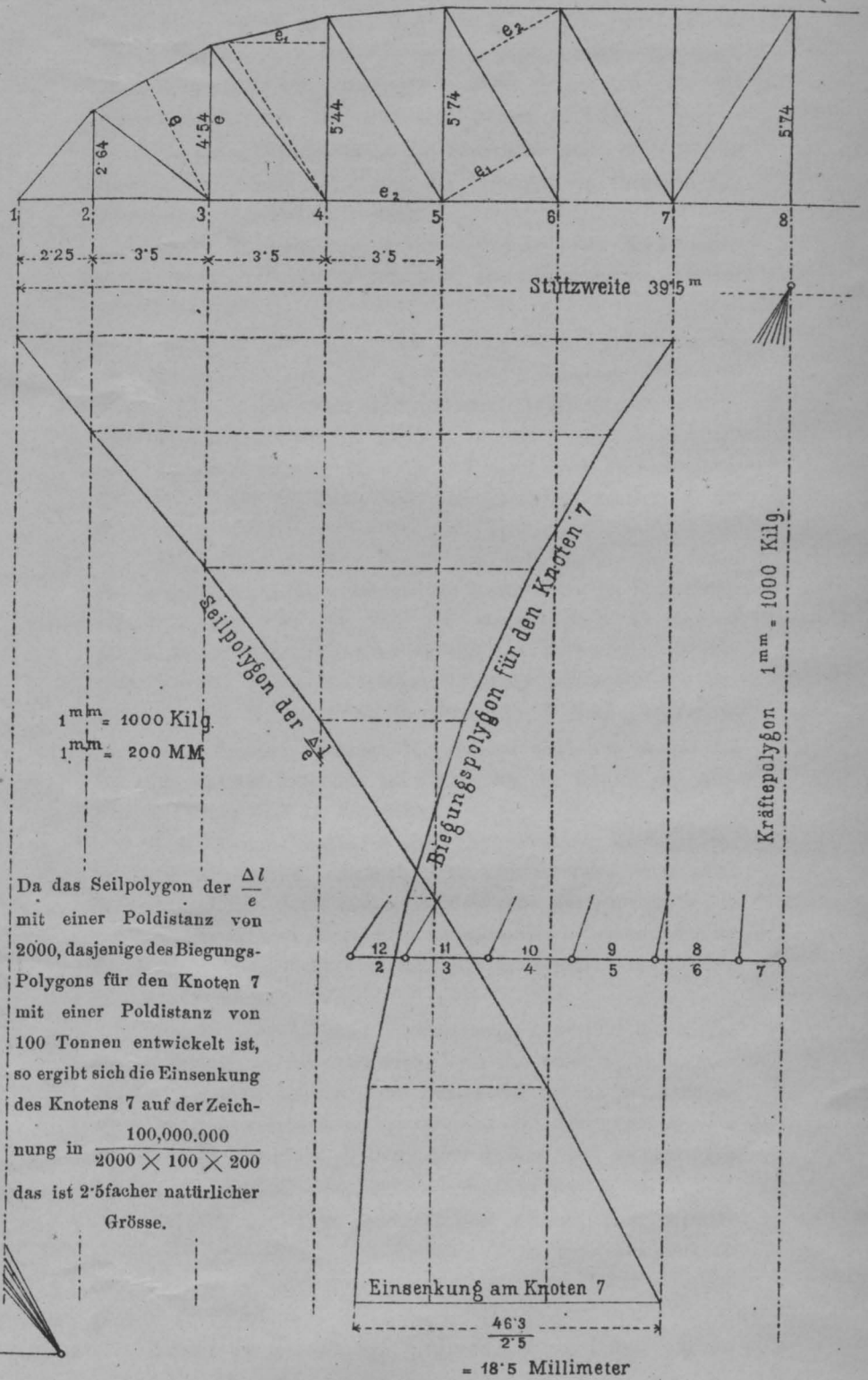
Bestimmung der Einsenkungen nach dem Principe der virtuellen Geschwindigkeit.

Probeklast per laufenden Meter-Geleise: 3600^{kg}.

Bl. 38.

Con- struc- tions- Theil	Größen der $\frac{\Delta l}{e}$, resp. $\frac{\Delta l}{e_1}$ und $\frac{\Delta l}{e_2}$					
	Knoten Nr.					
	2	3	4	5	6	7
o_1	- 508	—	—	—	—	—
u_1	- 172	—	—	—	—	—
v_2	—	—	—	—	—	—
u_2	- 268	—	—	—	—	—
d_2	+ 700	- 447	—	—	—	—
o_2	—	- 260	—	—	—	—
v_3	—	+ 290	- 199	—	—	—
u_3	—	- 230	—	—	—	—
d_3	—	+ 1032	- 819	—	—	—
o_3	—	—	- 203	—	—	—
v_4	—	—	+ 518	- 444	—	—
u_4	—	—	- 217	—	—	—
d_4	—	—	+ 1334	- 1290	—	—
o_4	—	—	—	- 200	—	—
v_5	—	—	—	+ 565	- 533	—
u_5	—	—	—	- 232	—	—
d_5	—	—	—	+ 1838	- 1838	—
o_5	—	—	—	—	- 268	—
v_6	—	—	—	—	+ 837	- 837
u_6	—	—	—	—	- 300	—
d_6	—	—	—	—	+ 2545	- 2545
o_6	—	—	—	—	—	- 314
Summe der $\frac{\Delta l}{e}$	- 248	+ 385	+ 414	+ 237	+ 443	- 3696

2000



Kräfteplan bei einer Belastung des Knotenpunktes 7 mit 100 Millionen Tonnen.

